



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI VARIASI LAJU PENGELUARAN KALOR
KONDENSOR *HIGH STAGE* SISTEM REFRIGERASI
CASCADE MENGGUNAKAN REFRIGERAN MC22 DAN
R404A DENGAN *HEAT EXCHANGER* TIPE *PLATE
HEAT EXCHANGER***

MOHAMAD FAUZI PRIHANDANI
NRP. 2112 106 011

Dosen Pembimbing:
Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST, MT, Ph.D

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM141585

**HEAT REJECTION RATE VARIATIONS STUDY IN
HIGH STAGE CONDENSER OF CASCADE
REFRIGERATION SYSTEM USING REFRIGERANT
MC22 AND R404A WITH PLATE HEAT
EXCHANGER TYPES**

MOHAMAD FAUZI PRIHANDANI
NRP. 2112 106 011

Academic Supervisor:
Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST, MT, Ph.D

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2015

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI VARIASI LAJU PENGELUARAN KALOR KONDENSOR *HIGH STAGE* SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGGUNAKAN *INTERMEDIATE PLATE* *HEAT EXCHANGER*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Mohamad Fauzi Prihandani

NRP. 2112 106 011

Disetujui oleh Tim Pembimbing Tugas Akhir :

1. Ary Bachtiar KP ST., MT., Ph.D. (Pembimbing)
(NIP. 197105241997021001)
2. Prof. Dr. Ir. Djamiko Ichsan, M. Eng (Penguji I)
(NIP. 19531019179031009)
3. Ir. Kadarisman (Penguji II)
(NIP. 194901091974121001)

**SURABAYA
APRIL, 2015**

STUDI VARIASI LAJU PENGELUARAN KALOR KONDENSOR *HIGH-STAGE* SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGGUNAKAN REFRIGERAN MC22 DAN R404A DENGAN *HEAT EXCHANGER* TIPE *PLATE HEAT EXCHANGER*

Nama Mahasiswa : Mohamad Fauzi Prihandani
NRP : 2112106011
Jurusan : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Ary Bachtiar K. P., ST, MT, Ph.D

ABSTRAK

Dewasa ini kebutuhan akan makanan, minuman, bahan kimia, obat-obatan maupun produk lainnya menuntut adanya suatu pengembangan sistem pendinginan yang dapat memenuhi akan semua kebutuhan tersebut. Masih adanya kekurangan pada alat penukar panas tipe concentric tube yang digunakan pada sistem refrigerasi cascade sebelumnya, pada studi eksperimental ini dibuat kembali suatu sistem refrigerasi cascade dengan alat penukar panas tipe plate heat exchanger.

Data didapatkan dengan melakukan pengujian pada peralatan sistem refrigerasi cascade menggunakan penukar panas intermediate tipe plate heat exchanger di laboratorium pendingin dan pengkondisian udara, dengan menggunakan refrigeran Musicool 22 di high-stage dan R404A di low-stage. Kemudian menghidupkan kompresor high-stage dan low-stage sampai kondisi steady state, lalu mengatur variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor dengan mengatur kecepatan aliran udara yang melalui kondensor yaitu 0,7 m/s, 1,7 m/s, 2 m/s, 2,4 m/s, dan 2,8 m/s.

Hasil yang didapatkan dari studi eksperimen ini adalah dengan bertambahnya laju pengeluaran kalor pada kondensor high-stage, temperatur dan tekanan kondensor high-stage semakin kecil. Hal ini mengakibatkan efek refrigerasi, kapasitas refrigerasi, dan koefisien prestasi akan semakin naik. Pada

variasi kecepatan fan tertinggi 2,8 m/s, coefficient of performance sistem sebesar 1,035, kapasitas refrigerasi sebesar 1,197 kW, heat rejection ratio sistem sebesar 1,966, temperatur evaporator LS sebesar $-37,8^{\circ}\text{C}$, dan temperatur kabin terendah sebesar $-34,2^{\circ}\text{C}$, dan nilai effectiveness alat penukar kalor tipe plate heat exchanger sebesar 97,81%,.

Kata kunci: sistem cascade, plate heat exchanger, efek refrigerasi, effectiveness ,COP

HEAT REJECTION RATE VARIATIONS STUDYIN HIGH STAGE CONDENSER OF CASCADE REFRIGERATION SYSTEM USING REFRIGERANT MC22 AND R404A WITH PLATE HEAT EXCHANGER TYPES

Student Name : Mohamad Fauzi Prihandani
NRP : 2112106011
Department : Mechanical Engineering
Academic Supervisor : AryBachtar K. P., ST, MT, Ph.D

ABSTRACT

Nowadays the need for foods, beverages, chemicals, pharmaceuticals and other products demand a development of the cooling system that can meet all of these requirements. There is still a deficit in concentric type heat exchanger tube used in the previous cascade refrigeration system, in this experimental study was change a cascade refrigeration system with plate heat exchangers-type.

Data obtained by performing test from cascade refrigeration system with intermediate plate heat exchangers-type. in cooling system and air conditioning laboratory using refrigerant Musicoool22 in high-stage and R404A in low-stage. Then, turn on the compressor high-stage and low-stage until steady state conditions. Adjust heat rejection rate variations in high-stage condenser. The condenser heat rejection rate by turning fan speed for air flow at 0.7 m / s, 1.7 m / s, 2 m / s, 2.4 m / s and 2.8 m / s.

The results obtained from experimental study, with increase the heat rejection rate on condenser high-stage which is decreasing of temperature and pressure. The results increase refrigeration effects, refrigeration capacity and coefficient of performance. At the highest fan speed variation 2.8 m/s, effectiveness of concentric heat exchanger is 97.81%, COP of the system is 1.035, refrigeration capacity of the system is 1.197

kW, HRR of the system is 1.966, low-stage evaporator temperature is -37.8°C , and the lowest cabin temperature is -34.2°C .

Keywords: *cascade cycle, plate heat exchanger, refrigeration effect, effectiveness, coefficient of performance.*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kami haturkan ke hadapan ALLAH SWT. atas karuniaNya sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “STUDI VARIASI LAJU PENGELUARAN KALOR KONDENSOR *HIGH STAGE* SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGGUNAKAN REFRIGERAN MC22 DAN R404A DENGAN *HEAT EXCHANGER* TIPE *PLATE HEAT EXCHANGER*”.

Penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam penyelesaian tugas akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak baik langsung maupun tidak langsung. Untuk itu pada kesempatan ini penulis mengucapkan banyak terima kasih dan penghargaan yang setinggi-tingginya kepada :

1. Bapak Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D selaku dosen pembimbing yang tidak henti-hentinya memberikan arahan, dukungan dan ilmu yang tak ternilai harganya sehingga penulis mampu menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Djamiko Ichسانی, M. Eng, Ir Kadarisman., selaku dosen penguji seminar proposal Tugas Akhir maupun sidang Tugas Akhir atas semua kritik, saran dan masukan demi kesempurnaan proposal tugas akhir ini.
3. Bapak Dedi dan Ibu Celi atas kesabaran, bimbingan dan inspirasinya sehingga penulis bisa menjadi seperti sekarang. *Allahummaghfirlii dzunubii waa liwaa lidaaiyya warhamhumaa kamaa robbayaanii shoghiroo.*
4. A Fahmi dan Faizal selaku saudara penulis, yang selalu memberi semangat pada penulis. Semoga kita bisa menjadi orang sukses yang bisa membanggakan kedua orang tua.

Robbana ‘atinaa fid dunya khasanah, wa fil ‘akhiroti khasanah, waqinaa adzabannar.

5. Mas Erdien, Pak Minto yang membantu sehingga penulis dapat menyelesaikan alat *cascade* ini dengan baik.
6. Teman-teman sekampung sekontrakan dan ‘*dulur salembur sunda*’ Asal, Asep, Deni, Denis, Sukri, Randi, Restu, Wawan dan Meilani. Hatur nuhun sadaya.
7. Angkatan LJ2012 semester genap selaku teman seperjuangan penulis, terima kasih buat sikap yang kalian berikan sehingga penulis jadi lebih kuat.
8. Teman-teman lab pendingin Huda, Isna, Agung, Didit, Dwina, Ferry, dan semuanya. Suwun buat bantuan dan kegembiraan yang kalian berikan.
9. Tidak lupa, semua pihak yang telah banyak membantu dalam pengerjaan tugas akhir ini yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Penulis mengharapkan kritik serta saran yang membangun untuk perbaikan di masa mendatang. Akhir kata semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat.

Surabaya, Maret 2015

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	I
ABSTRAK.....	II
ABSTRACT	IV
KATA PENGANTAR	VI
DAFTAR ISI	VIII
DAFTAR GAMBAR	XIII
DAFTAR TABEL.....	XVII
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang Masalah.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	3
1.3. Batasan Masalah.....	3
1.4. Tujuan Penelitian.....	4
1.5. Manfaat hasil Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	5
2.1. Tinjauan Pustaka	5
2.2. Dasar Teori.....	8
2.2.1 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap	9
2.2.2 Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	11
2.2.3 Komponen Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	13
A. Kompresor	14
B. Kondensor	17
C. <i>Expansion Device</i>	18
1. <i>Thermostatic expansion valve</i>	19
2. <i>Capillary Tube</i>	20
D. Evaporator.....	20
E. Alat Penukar Panas	21
2.3. Refrigeran.....	24
2.3.1 Sifat Refrigeran.....	24
2.3.2 Jenis Refrigeran	25
A. Golongan Halokarbon.....	26

B. Senyawa Hidrokarbon.....	26
2.3.3 Refrigeran dan Lingkungan	27
2.3.3 Pemilihan Refrigeran.....	28
2.4. Persamaan Thermodinamika Refrigerasi dan NTU	31
2.4.1 Persamaan Daya Nyata Kompresor.....	32
2.4.2 Persamaan Pengeluaran Kalor pada Kondensor <i>High Stage</i>	32
2.4.3 Persamaan Kapasitas Pendinginan <i>Cascade</i>	33
2.4.4 Kestimbangan Laju Aliran Massa Refrigeran pada <i>High Stage</i>	33
2.4.5 Persamaan Laju Aliran Massa Refrigeran pada <i>Low Stage</i>	36
2.4.6 Persamaan Rasio Pengeluaran Kalor (HRR)	37
2.4.7 <i>Coefficient of Performance</i> (COP) dan Efisiensi Refrigerasi	37
2.4.8 Persamaan NTU (<i>Number of Transfer Unit</i>)	37
2.5. Hubungan Variasi Kecepatan Fan dengan Kalor yang Dilepas di Kondensor.....	38

BAB III METODE PENELITIAN.....	41
3.1. Langkah Penelitian.....	41
3.1.1 Perumusan Masalah	42
3.1.2 Studi Literatur	42
3.1.3 Perencanaan dan Persiapan Peralatan	42
A. Spesifikasi Komponen Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	44
1. Kompresor.....	44
2. Kondensor High-Stage.....	44
3. Alat Ekspansi.....	45
4. <i>Filter Dryer</i>	46
5. Akumulator	46
6. <i>Box</i> Pendingin.....	47

7. <i>Heat Exchanger</i>	48
8. <i>Fan</i> kondensor.....	44
9. <i>Liquid Receiver</i>	49
A. Alat Ukur yang Digunakan.....	50
1. <i>Thermocontrol</i>	50
2. <i>Pressure Gauge</i>	50
3. <i>Amperemeter</i> dan <i>Cosphimeter</i>	50
4. <i>Voltmeter</i>	50
5. <i>Anemometer</i>	50
6. <i>Thermocouple</i>	50
3.1.4 Pengambilan Data	50
3.1.5 Pengolahan Data.....	51
3.1.6 Menganalisa dan Mengamati Hasil Perhitungan	52
3.1.7 Pengambilan Kesimpulan.....	52
3.2. Prosedur Pengujian.....	52
3.2.1 Langkah Persiapan	52
3.2.2 Langkah Pengujian.....	52
3.3. Diagram Alir Pengambilan Data	53

BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA	55
4.1. Variasi Penelitian	55
4.2. Perhitungan Data.....	55
4.2.1 Contoh Data Perhitungan	55
4.2.2 Perhitungan Pada Udara.....	56
4.2.3 Perhitungan Pada Refrigeran.....	59
4.2.4 Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigeran.....	60
4.2.5 Perhitungan \dot{Q} Evaporator LS	61
4.2.6 Perhitungan \dot{w} Input Kompresor	61
4.2.7 Perhitungan \dot{Q} Kondensor HS	62
4.2.8 Perhitungan COP Sistem <i>Cascade</i>	63
4.2.9 Perhitungan <i>Heat Rejection Ratio</i> (HRR) Sistem <i>Cascade</i>	63
4.2.10 Perhitungan Cc (MC-22).....	63

4.2.11	Perhitungan Ch (R-404a).....	64
4.2.12	Menentukan Cmin	64
4.2.13	Perhitungan <i>Effectiveness</i> (ϵ).....	64
4.3.	Pembahasan Grafik	65
4.3.1	Pengaruh Kecepatan Aliran Udara <i>Fan</i> Kondensor HS Terhadap m udara	65
4.3.2	Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap m refrigeran HS	66
4.3.3	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Tekanan dan Temperatur Kondensasi HS	67
4.3.4	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap RE Pada Evaporator LS	69
4.3.5	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kerja Kompresi Kompresor HS	70
4.3.6	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kerja Kompresi Kompresor LS	71
4.3.7	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Daya Kompresor LS	72
4.3.8	Pengaruh Temperatur Kondensor HS Terhadap HRR	73
4.3.9	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kapasitas Refrigerasi HS dan LS	74
4.3.10	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap COP	76
4.3.11	Pengaruh Temperatur Kondensasi HS Terhadap COP	77
4.3.12	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Kondensor HS Terhadap <i>Effectiveness</i> Alat Penukar Kalor <i>Cascade</i>	78

4.3.13 P-h Diagram Refrigeran Pada HS dan LS	79
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	81
5.1. Kesimpulan	81
5.2. Saran	81
DAFTAR PUSTAKA	83
LAMPIRAN.....	85

(halaman ini sengaja di kosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Beberapa Jenis Refrigeran Halokarbon.....	26
Tabel 2.2	Perbandingan Sifat Fisika & Termodinamika Musicool-22 & Freon R-22.....	29
Tabel 2.3	Spesifikasi Properti Dari R-404a (Sumber International Institute Of Refrigeration, <i>Thermophysical Properties Of Refrigerants:</i> R404a).....	30
Tabel 4.1	Data percobaan pada kecepatan udara 2,8 m/s.....	55

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Pengaruh kapasitas pendinginan terhadap COP.....	5
Gambar 2.2	Perbandingan <i>heat transfer coefficients</i> antara PHE dan <i>concentric tube</i>	6
Gambar 2.3	Alat penukar panas tipe <i>concentric tube</i>	7
Gambar 2.4	Pengaruh temperatur kondensor HS terhadap COP (Faberto [1]).....	7
Gambar 2.5	Pengaruh laju pengeluaran kalor kondensor <i>high stage</i> terhadap RE (Faberto [1]).....	8
Gambar 2.6	Siklus kompresi uap <i>single-stage</i> yang ideal. (a) diagram skematik, (b) diagram P-h, (c) diagram T-s. (Sumber dari Shan K. Wang, 2001, edisi ke-2, hal 9.23).....	10
Gambar 2.7	Siklus kompresi uap sebenarnya disbanding siklus kompresi uap ideal.....	11
Gambar 2.8	Siklus refrigerasi <i>cascade</i> (Sumber dari Trott and Welch, 2000, edisi ke-3, hal 25).....	12
Gambar 2.9	Diagram Mollier refrigerasi <i>cascade</i> (Sumber dari Trott and Welch, 2000, edisi ke-3, hal 25).....	12
Gambar 2.10	Skema sistem refrigerasi <i>cascade</i>	14
Gambar 2.11	Beberapa jenis kompresor hermatik, (a) <i>reciprocating</i> , (b) <i>rotary</i> , (c) <i>scroll</i> , (d) <i>screw</i> (Sumber dari Andrew D. Althouse, 2003, edisi ke-9, hal 148-164).....	15
Gambar 2.12	<i>Reciprocating compressor</i> . (a) <i>Suction stroke</i> , (b) <i>Discharge stroke</i> (Sumber dari Trott and Welch, 2000, edisi ke-3, hal 36).....	16

Gambar 2.13	<i>Blade</i> pada kompresor <i>rotary</i> . (Sumber dari Andrew D. Althouse, 2003, edisi ke-9, hal 158)	17
Gambar 2.14	Beberapa tipe <i>Air cooled condenser</i> (Sumber dari Miller, 2006, edisi ke-5, hal 121).....	18
Gambar 2.15	<i>Thermostatic expansion valve</i> . (a) rangkaian. (b) bentuk penampang (sumber Sumber dari Trott and Welch, 2000, edisi ke-3, hal 99)	19
Gambar 2.16	Pipa Kapiler	20
Gambar 2.17	<i>Fin coil evaporator</i> (Sumber dari Miller, 2006, edisi ke-5, hal 275).....	21
Gambar 2.18	Klasifikasi <i>heat exchanger</i> berdasarkan konstruksinya (Sumber http://artikel-teknologi.com/macam-macam-heat-exchanger-alat-penukar-panas-bagian-2/).....	22
Gambar 2.19	<i>Heat exchanger</i> tipe <i>plate heat exchanger</i>	22
Gambar 2.20	Sirkulasi refrigeran pada PHE, (a) sirkulasi refrigeran <i>high stage</i> , (b) sirkulasi refrigeran <i>low stage</i> , (c) urutan bagian saluran <i>high stagedan low stage</i> (sumber https://www.youtube.com/watch?v=Jv5p7o-7Pms atau http://www.sondex.net/Sondex-Global/Home.aspx).....	23
Gambar 2.21	ODP dan GWP beberapa refrigeran.....	28
Gambar 2.22	Skema sistem refrigerasi <i>cascade</i>	31
Gambar 2.23	Proses sistem refrigerasi pada <i>high stage</i> dan <i>low stage</i>	31
Gambar 2.24	Model sistem pada <i>ducting</i> dan kondensor HS.....	33
Gambar 2.25	Perpindahan panas pada <i>heat exchanger</i>	36
Gambar 2.26	Kondisi pembuangan kalor randah dan tinggi pada kondensor.....	39
Gambar 3.1	Diagram alir langkah penelitian.....	41

Gambar 3.2	Skema peralatan sistem pendingin <i>cascade</i>	43
Gambar 3.3	Peralatan sistem pendingin <i>cascade</i>	43
Gambar 3.4	Kompresor pada sistem refrigerasi <i>cascade</i> , (a) <i>low stage</i> , (b) <i>high stage</i>	44
Gambar 3.5	Kondensor <i>high stage</i>	45
Gambar 3.6	Pipa kapiler di bagian <i>high stage</i>	45
Gambar 3.7	Katup ekspansi thermostatis (TXV) di bagian <i>low stage</i>	45
Gambar 3.8	Filter dryer.....	46
Gambar 3.9	<i>Accumulator</i>	47
Gambar 3.10	<i>Box</i> pendingin.....	47
Gambar 3.11	Alat penukar kalor PHE, (a) setelah diinstalasi, (b) sebelum dinstalasi.....	48
Gambar 3.12	<i>Fan</i> dan <i>ducting</i> pengeluaran kalor kondensor <i>high stage</i>	48
Gambar 3.13	<i>Liquid receiver</i> yang digunakan pada (a) <i>high</i> <i>stage</i> dan (b) <i>low stage</i>	49
Gambar 3.14	Metode pengukuran temperatur dan kecepatan udara pada <i>ducting</i> kondensor <i>high</i> <i>stage</i>	51
Gambar 3.15	Diagram alir pengambilan data.....	53
Gambar 4.1	Gambar sistem refrigerasi <i>cascade</i>	59
Gambar 4.2	Grafik pengaruh kecepatan aliran udara <i>fan</i> kondensor HS terhadap m udara.....	65
Gambar 4.3	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap m refrigeran HS.....	66
Gambar 4.4	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor terhadap temperatur kondensasi HS.....	67
Gambar 4.5	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor terhadap tekanan kondensasi HS.....	68
Gambar 4.6	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap RE pada evaporator LS.....	69

Gambar 4.7	Grafik Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kerja kompresi kompresor HS.....	70
Gambar 4.8	Grafik Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kerja kompresi kompresor LS.....	71
Gambar 4.9	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap daya kompresor LS.....	72
Gambar 4.10	Grafik pengaruh temperatur kondensor HS terhadap HRR.....	73
Gambar 4.11	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kapasitas refrigerasi HS, LS.....	74
Gambar 4.12	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap COP.....	76
Gambar 4.13	Grafik pengaruh temperatur kondensor HS terhadap COP.....	77
Gambar 4.14	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor kondensor HS terhadap <i>evectiveness</i> alat penukar kalor <i>cascade</i>	78
Gambar 4.15	P-h Diagram refrigeran Musicool 22 pada HS.....	79
Gambar 4.16	P-h Diagram refrigeran R404A pada LS.....	80

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Teknologi sistem mesin pendingin sudah cukup banyak aplikasinya yang sangat bermanfaat untuk memenuhi semua kebutuhan manusia seperti proses pendinginan dan pembekuan suatu produk. Mesin pendingin juga berperan penting dalam dunia industri sebagai pendinginan suatu produk yang sesuai dengan kebutuhan yang diinginkan, baik itu berupa makanan, minuman, bahan kimia, obat-obatan maupun produk lainnya yang semakin lama semakin meningkat. Hal ini menuntut adanya suatu pengembangan sistem pendinginan yang dapat memberikan manfaat atau memenuhi kebutuhan tersebut. Sebagai contoh, pada industri penghasil bahan kimia seperti nitrogen cair dengan temperatur yang sangat rendah dibutuhkan sebuah mesin pendingin yang dapat mendinginkan produk bahan kimia tersebut pada temperatur yang sangat rendah yaitu temperatur yang jauh di bawah 0°C. Contoh lain yang lebih sederhana, pada industri pengolahan makanan, banyak produk makanan yang harus didinginkan bahkan harus dibekukan dengan menurunkan temperaturnya di bawah 0°C seperti daging, ikan dan berbagai jenis makanan lainnya agar dapat mempertahankan kesegarannya untuk beberapa waktu yang lama.

Untuk itu, mesin pendingin saat ini dikembangkan dalam berbagai sistem, bentuk dan ukuran agar dapat menghasilkan temperatur yang rendah di bawah 0°C. Salah satunya mesin pendingin yang dapat menghasilkan temperatur yang rendah di bawah 0°C adalah sistem pendingin *cascade*. Sistem ini adalah sistem refrigerasi bertingkat yang umumnya merupakan sistem pendingin yang memiliki kapasitas untuk mendinginkan produk dengan skala yang kecil namun memiliki kemampuan pendinginan yang dapat menghasilkan temperatur evaporasi yang

lebih rendah. Sistem refrigerasi *cascade* adalah sistem refrigerasi yang menggunakan dua *stage* sistem refrigerasi kompresi uap, *low-stage* dan *high-stage*. Biasanya kondensor *low-stage* didinginkan oleh evaporator *high-stage* sehingga temperatur evaporator yang dicapai pada *low-stage* lebih rendah. Evaporator pada *low-stage* inilah yang digunakan untuk menciptakan pendinginan produk dengan temperatur yang sangat rendah bahkan di bawah nol.

Pada studi eksperimental sistem refrigerasi *cascade* terdahulu, yaitu tugas akhir dari Faberto, menggunakan alat penukar panas tipe *concentric* sebagai alat penukar panas antara *low-stage* dengan *high-stage*. *Heat exchanger* (HE) tipe konsentris ini hanya menghasilkan laju perpindahan panas antara permukaan dalam pipa konsentris sebagai jalur laju dari refrigeran *low-stage* dengan permukaan luar pipa konsentris sebagai jalur laju dari refrigeran *high-stage*. Laju perpindahan panas dianggap masih kurang pada *heat exchanger* tipe konsentris ini, sehingga pada tugas akhir kali ini komponen tersebut diganti dengan yang bertipe *plate heat exchanger* (PHE) yang mempunyai laju perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan tipe konsentris. Dengan demikian, diharapkan temperatur yang dihasilkan pada evaporator *low-stage* jauh lebih rendah dari penelitian sebelumnya.

Pemilihan *plate heat exchanger* sebagai alat penukar panas dapat menciptakan laju perpindahan panas yang besar. Hal ini disebabkan karena PHE memiliki luas permukaan untuk melakukan perpindahan panas yang besar. Sehingga dapat mengoptimalkan besarnya laju perpindahan panas antara refrigeran pada kondensor *low-stage* dengan refrigeran evaporator dari *high-stage* yang cenderung lebih rendah temperaturnya.

1.2 Perumusan Masalah

Sebagaimana dijelaskan pada latar belakang di atas, pada studi eksperimental ini dibuat kembali suatu sistem refrigerasi *cascade* dengan alat penukar panas tipe *plate heat exchanger* sebagai pengganti alat penukar panas tipe konsentrik pada studi eksperimental sebelumnya. Dan juga menggunakan fluida kerja musicool22 (MC-22) pada *high-stage* dan R-404A pada *low-stage* sebagai refrigeran.

Perubahan variasi kecepatan akan mempengaruhi laju pengeluaran kalor pada kondensor *high-stage*. Sehingga dapat mempengaruhi karakteristik sistem mesin pendingin cascade. Hal tersebut menjadi permasalahan yang muncul untuk menggambarkan bagaimana karakteristik sistem mesin pendingin *cascade* dan karakteristik alat penukar panas tipe *plate heat exchanger* apabila menggunakan refrigeran R-404A pada LS (*low-stage*) dan MC-22 pada HS (*high-stage*) dengan melakukan variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor HS (*high-stage*).

1.3 Batasan Masalah

Agar tercapainya tujuan penelitian maka digunakan beberapa batasan masalah sebagai berikut :

1. Energi kinetik dan potensial diabaikan.
2. Kompresor yang digunakan adalah jenis *hermetic reciprocating* pada *low stage* dan *hermetic rotary* pada *high stage* dengan masing-masing berdaya 1 PK.
3. Sistem ekspansi dilakukan dengan TXV pada *low stage* dan pipa kapiler pada *high stage*.
4. Refrigeran yang digunakan adalah R-404A pada *low stage* dan hidrokarbon produk dari Pertamina dengan merek dagang musicool22 (MC-22) pada *high stage*.
5. Properti refrigeran MC-22 menggunakan properti refrigeran R-290 karena dianggap sama.
6. Pengujian dilakukan saat sistem bekerja dalam kondisi *steady state*.

7. Pengujian dilakukan pada saat beban *heater* tidak menyala.
8. Penelitian dilakukan di laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara jurusan Teknik Mesin ITS.

1.4 Tujuan

Adapun tujuan dari studi ekperimental ini adalah :

1. Menganalisa kinerja dan karakteristik sistem mesin pendingin *cascade* dengan membuat variasi laju pengeluaran kalor kondensor pada HS (*high-stage*).
2. Mengetahui karakteristik alat penukar panas tipe *plate heat exchanger* pada mesin pendingin *cascade* dengan melakukan variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor HS (*high-stage*).

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari studi eksperimental ini diuraikan sebagai berikut:

1. Dapat mengembangkan teknologi dan ilmu pengetahuan
2. Menjadi referensi untuk pengembangan sistem pendingin selanjutnya

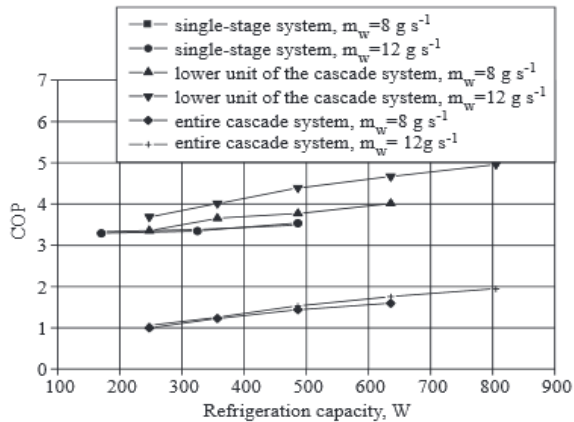
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. Tinjauan Pustaka

Beberapa penelitian terdahulu tentang penggunaan sistem refrigerasi *cascade* dibandingkan dengan sistem refrigerasi kompresi uap *single stage*, performansi sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan *heat exchanger* tipe konsentris dan perbandingan *heat transfer* antara *plate heat exchanger* dengan *heat exchanger* tipe konsentris akan dijelaskan secara singkat sebagai berikut :

Hoşöz^[5] melakukan studi eksperimen perbandingan performansi antara *single stage* dengan sistem refrigerasi *cascade* menggunakan refrigeran R134a sebagai fluida kerja. Dari hasil penelitiannya didapatkan beberapa kesimpulan, diantaranya:

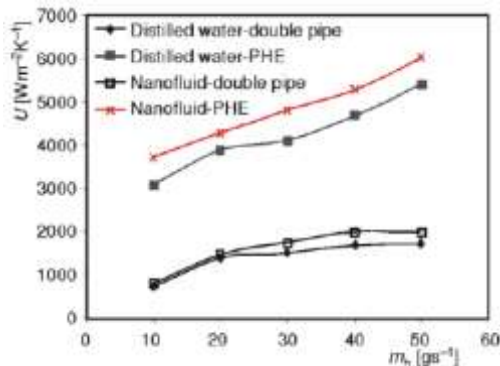


Gambar 2.1 Pengaruh kapasitas pendinginan terhadap COP

Gambar 2.1 menunjukan sebuah grafik dimana COP untuk *low-stage* dari sistem *cascade* lebih tinggi dibandingkan dengan sistem kompresi uap tunggal. Walaupun, secara keseluruhan sistem *cascade* mempunyai COP yang rendah karena

konsumsi daya pada kompresor yang tinggi, yang berarti bahwa hal tersebut memerlukan lebih banyak daya untuk menyediakan kapasitas pendinginan yang sama. Selain itu, COP untuk kedua sistem meningkat seiring dengan meningkatnya laju aliran air yang melewati kondensor dalam unit.

Fard, Talaie dan Nasr^[4] melakukan studi eksperimental untuk menyelidiki *heat transfer* dari ZnO/air yang berukuran *nanofluid* pada pipa konsentris dan PHE. Hasil studi eksperimental mereka menyimpulkan bahwa perpindahan panas rata-rata dan koefisien perpindahan panas dari *nanofluid* kedua alat penukar panas lebih tinggi dari bentuk cairnya (masuk dan keluarnya air) dan efisiensi dari PHE lebih tinggi dari alat penukar panas tipe pipa konsentris. Pada PHE koefisien perpindahan panas dari *Nanofluid* yaitu $\dot{m}_{\text{dingin}} = \dot{m}_{\text{panas}} = 10 \text{ g/s}$, hal tersebut menunjukkan 20% lebih tinggi dibandingkan fluida dalam keadaan normal, dan dengan kondisi yang sama pada alat penukar panas tipe konsentris 14% lebih tinggi dibandingkan fluida dalam keadaan normal.



Gambar 2.2 Perbandingan *heat transfer coefficients* antara PHE dan *concentric tube*

Gambar 2.2 di atas menunjukkan grafik perbandingan antara koefisien perpindahan panas pada pipa konsentrik dengan PHE. Grafik tersebut menunjukkan bahwa koefisien perpindahan panas dari kedua destilasi air dan *nanofluid* pada PHE lebih tinggi dibandingkan alat penukar panas konsentris.

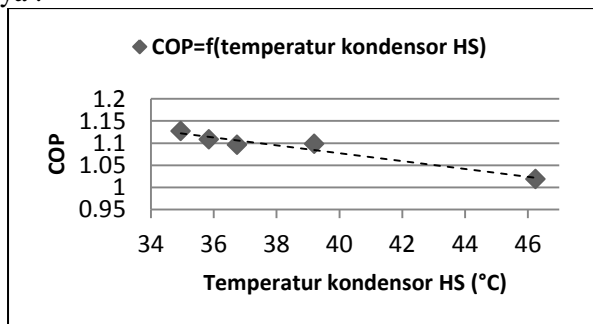
Subrida^[12] melakukan studi eksperimental pada sistem pendingin *cascade* menggunakan alat penukar panas tipe *concentric tube* seperti pada gambar 2.3 di bawah.



Gambar 2.3 Alat penukar panas tipe *concentric tube*

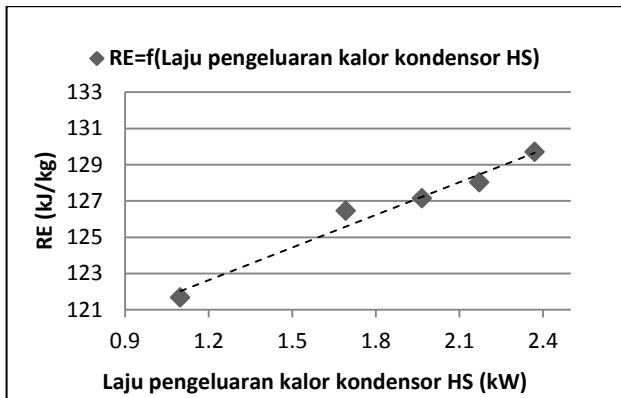
Evaporator *high stage* dan kondensor *low stage* dirakit dalam suatu sistem penukar panas *tube in tube* sehingga terjadi perpindahan panas secara konduksi antara refrigeran dalam pipa dengan refrigeran di sisi luarnya. Adapun kelemahan pada alat penukar panas tipe konsentris yaitu performansi kinerja *thermal* lebih rendah dibandingkan dengan PHE, karena konduktivitas *thermal* tembaga lebih kecil dibandingkan dengan *stainless steel*.

Dari hasil penelitian Subrida^[12] didapatkan beberapa hasil, diantaranya :



Gambar 2.4 Pengaruh temperatur kondensor HS terhadap COP (Faberto)

Grafik yang terdapat pada gambar 2.4 di atas terlihat memiliki tren yang relatif menurun, nilai COP turun seiring dengan naiknya suhu kondensor *high stage*. Nilai koefisien prestasi yang semakin besar menunjukkan bahwa kerja mesin tersebut semakin baik. Besarnya COP dipengaruhi oleh efek refrigerasi dan kerja kompresi.



Gambar 2.5 Pengaruh laju pengeluaran kalor kondensor *high stage* terhadap RE (Faberto)

Sedangkan nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka banyak kalor yang dibuang ke lingkungan yang menyebabkan kapasitas refrigerasi semakin besar, seperti grafik pada gambar 2.5. Jika perubahan nilai \dot{m} dalam hal ini diabaikan karena terlalu kecil, maka nilai selisih entalpi pada evaporator akan semakin besar. Sehingga nilai efek refrigerasi semakin besar.

2.2. Dasar Teori

Dewasa ini sistem refrigerasi berperan penting dalam kehidupan kita sehari-hari, seperti mendinginkan atau menyimpan makanan juga sebagai alat yang dapat menciptakan kenyamanan dalam hunian. Untuk mencapai kondisi tersebut dalam sistem refrigerasi terjadi proses penyerapan kalor dari suatu medium

yang bertemperatur tinggi ke medium tertentu yang memiliki temperatur yang lebih rendah serta menjaga kondisi tersebut sesuai dengan kondisi yang dibutuhkan.

Semakin berkembangnya ilmu teknologi semakin banyak sistem refrigerasi yang dapat digunakan tergantung kegunaan dan kebutuhan pada kondisi tertentu. Seperti AC *split* yang menggunakan sistem refrigerasi kompresi uap, dapat digunakan mengkondisikan udara ruangan untuk memberikan kenyamanan, lalu menggunakan *thermoelectric* untuk mendinginkan kulkas *portable*, dan masih banyak jenis sistem refrigerasi sesuai spesifikasi dan kebutuhannya masing-masing.

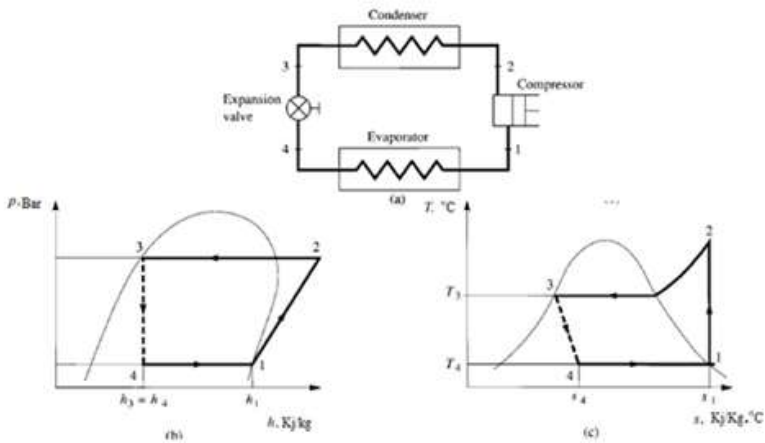
Sistem refrigerasi kompresi uap merupakan kombinasi dari empat komponen utama yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi dan evaporator. Semakin berkembangnya ilmu pengetahuan sistem refrigerasi kompresi uap ini semakin berkembang juga model dan modifikasinya tergantung kegunaan dan kondisinya. Seperti sistem refrigerasi kompresi uap bertingkat, sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* dan lain-lain. Tetapi sebelum kita kenali lebih jelas dari berbagai jenis sistem refrigerasi kompresi uap, berikut bagaimana proses dari sistem refrigerasi kompresi uap lebih dijelaskan di bawah.

2.2.1 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap

Suatu sistem kompresi uap sederhana yang secara umum terdiri dari empat komponen utama dan terdiri dari empat proses. Prosesnya adalah kompresor (terjadi proses kompresi), kondensor (terjadi proses kondensasi), alat ekspansi (terjadi proses ekspansi), dan yang terakhir evaporator (terjadi proses evaporasi).

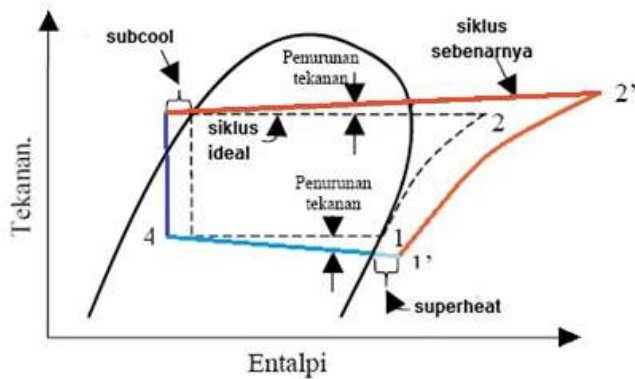
Adapun dari semua proses di atas siklus refrigerasi kompresi uap dapat dijelaskan dalam suatu sistem kompresi uap *single-stage* yang ideal. Pada gambar 2.6 di bawah refrigeran menguap seluruhnya di evaporator dan menghasilkan efek refrigerasi. Hal ini kemudian diekstraksi dengan kompresor pada titik 1, yaitu *suction compressor*, dan dikompresi secara *isentropic* dari keadaan titik 1 ke 2. Hal

selanjutnya refrigeran akan dikondensasi menjadi cairan di kondenser, karena panas laten kondensasi dibuang melalui *fin condenser*. Refrigeran cair, pada saat titik 3, mengalir melalui katup ekspansi, yang mengurangi ke tekanan menguap. Pada siklus kompresi uap ideal, terjadi proses penurunan tekanan pada katup ekspansi, biasanya ditunjukkan dengan garis putus-putus. Refrigeran akan berubah fasa dari cair ke uap setelah memasuki evaporator pada titik 4 - 1, sehingga menyelesaikan siklus.



Gambar 2.6 Siklus kompresi uap *single-stage* yang ideal. (a) diagram skematik, (b) diagram P-h, (c) diagram T-s. (Sumber dari Shan K. Wang, 2001, edisi ke-2, hal 9.23)

Sedangkan pada siklus refrigerasi sebenarnya terdapat ketidak idealan pada mesin refrigerasi yang menyebabkan daur siklus kompresi uap mengalami perubahan, seperti pada gambar 2.7 di bawah. Terjadi pengurangan efisiensi bila dibandingkan dengan daur siklus sistem kompresi ideal, hal tersebut karena adanya penurunan tekanan di dalam kondensor dan evaporator, dalam kondisi *subcooling* cairan yang meninggalkan kondensor, dan pemanasan lanjut yang meninggalkan evaporator.



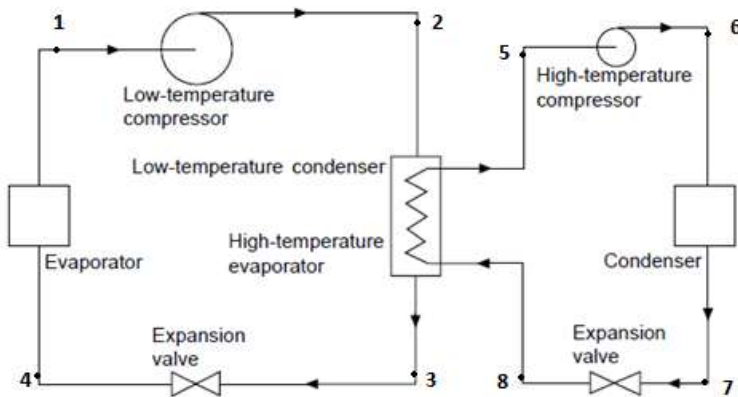
Gambar 2.7 Siklus kompresi uap sebenarnya dibanding siklus kompresi uap ideal

2.2.2 Siklus Refrigerasi Cascade

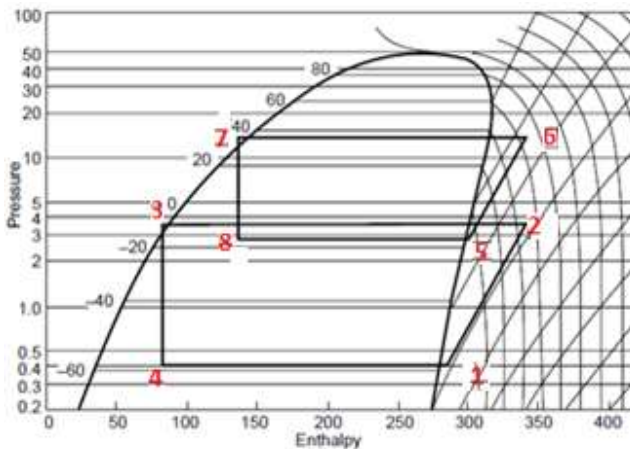
Sistem refrigerasi kompresi uap bertingkat merupakan sistem kompresi uap lanjutan yang memiliki dua atau lebih jumlah kompresor sebagai komponen yang dapat memompa dan mensirkulasikan refrigeran dan menaikkan tekanannya. Sistem refrigerasi bertingkat berdasarkan sistem kerjanya dibagi menjadi dua, yaitu sistem refrigerasi bertingkat tertutup dan sistem refrigerasi bertingkat terbuka. Sistem refrigerasi bertingkat tertutup biasanya diwakilkan oleh sistem refrigerasi *cascade*, sedangkan untuk sistem yang bertingkat biasanya diwakilkan dengan sistem refrigerasi *multi-stage* yang menggunakan satu fluida kerja.

Sistem refrigerasi *cascade* merupakan sistem kompresi uap tertutup dari dua sistem refrigerasi kompresi uap yang digabungkan. Pada prinsipnya sistem refrigerasi *cascade* ini menggunakan dua refrigeran yang berbeda karakteristiknya, biasanya salah satu refrigeran memiliki titik penguapan yang lebih rendah dibandingkan refrigeran satunya disebut *low stage* dan sistem lainnya yang karakteristik titik penguapan refrigerannya lebih tinggi disebut *high stage*. Efek refrigerasi yang dihasilkan oleh evaporator *high stage*

dimanfaatkan untuk menyerap kalor yang dikeluarkan oleh kondensor *low stage* sehingga didapatkan temperatur yang sangat rendah pada evaporator *low stage*. Adapun jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.8 dan 2.9 di bawah.



Gambar 2.8 Siklus refrigerasi *cascade* (Sumber dari Trott and Welch, 2000, edisi ke-3, hal 25)

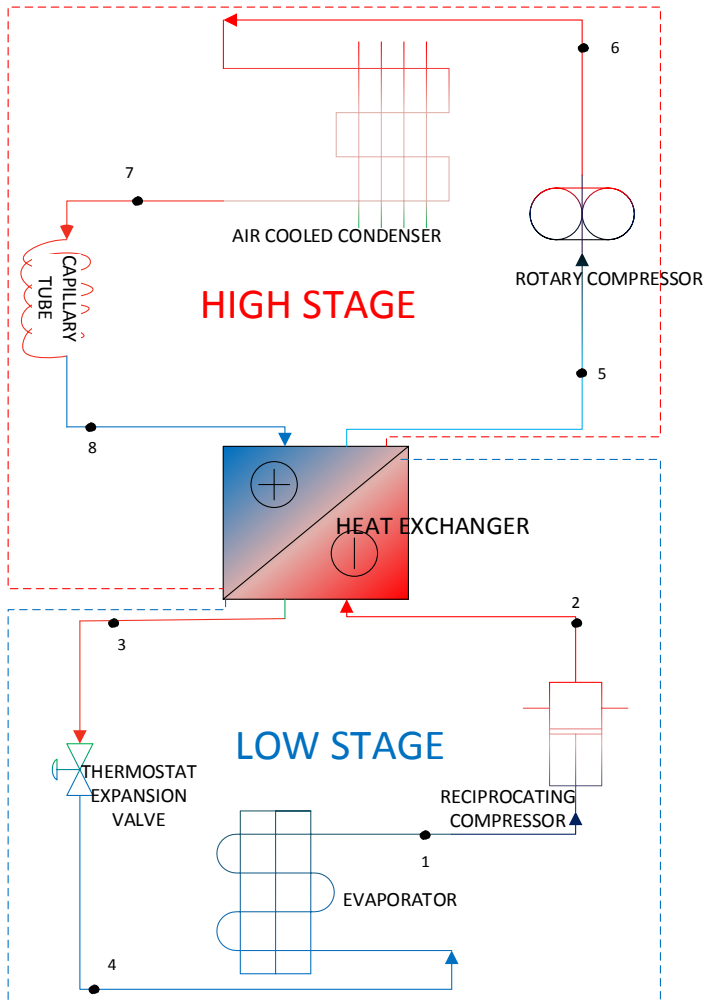


Gambar 2.9 Ilustrasi diagram Mollier refrigerasi *cascade* (Sumber dari Trott and Welch, 2000, edisi ke-3, hal 25)

2.2.3 Komponen Sistem Refrigerasi *Cascade*

Sebagaimana yang kita ketahui, umumnya pada sistem refrigerasi kompresi uap terdapat empat komponen utama yang wajib digunakan. Jika salah satu komponen tidak ada atau tidak digunakan, maka sistem tersebut tidak dapat bekerja sama sekali. Dengan menggunakan empat komponen tersebut kita sudah dapat membuat suatu sistem refrigerasi kompresi uap yang sangat sederhana, tetapi sistemnya tidak dapat bekerja secara normal dan sempurna.

Tidak berbeda jauh dengan sistem kompresi uap pada umumnya, pada dalam sistem refrigerasi *cascade* seperti pada gambar 2.10 terdapat lima komponen utama, yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi, evaporator, ditambah alat penukar panas dalam hal ini bertipe *plate heat exchanger* sebagai alat penghubung untuk mentransfer energy kalor dari *high stage* ke *low stage*. Berikut ini adalah penjelasan tentang lima komponen utama pada sistem refrigerasi *cascade*.



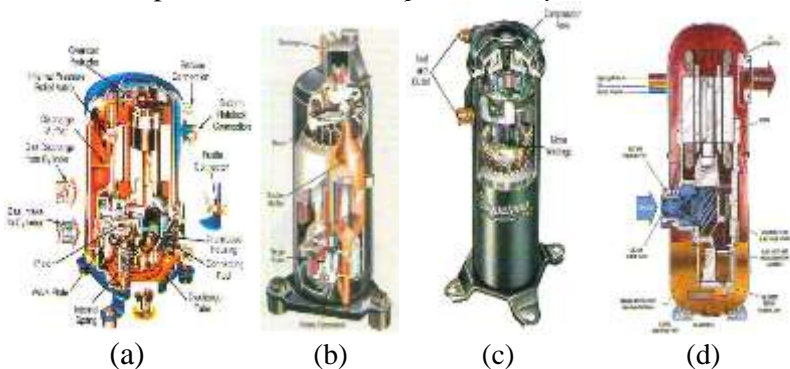
Gambar 2.10 Skema sistem refrigerasi *cascade*

A. Kompresor

Kompresor merupakan jantung dari sistem refrigerasi. Cara kerja kompresor adalah menghisap uap refrigeran yang bertekanan rendah dari evaporator dan mengkompresinya

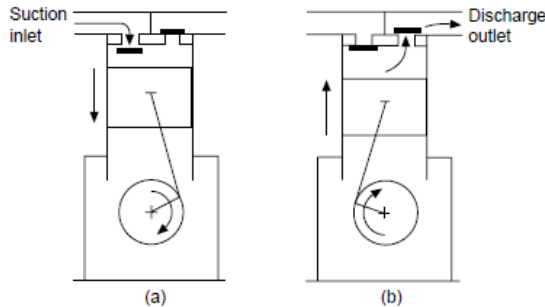
menjadi uap bertekanan tinggi sehingga uap akan tersirkulasi. Dengan adanya kompresi ini maka terjadi perbedaan tekanan antara sisi keluar (*discharge line*) dengan sisi hisap (*suction line*) yang menyebabkan refrigeran dapat mengalir dalam sistem refrigerasi. Berdasarkan konstruksinya, maka kompresor dapat dibagi menjadi lima macam, yaitu kompresor torak (*reciprocating*), kompresor putar (*rotary*), kompresor sekrup (*screw*), kompresor gulung (*scroll*), dan kompresor sentrifugal (*centrifugal*) seperti gambar 2.11. Sedangkan berdasarkan letak motornya, ada tiga jenis, yaitu *hermetic*, *semi hermetic*, dan *open type*.

Adapun pada sistem refrigerasi *cascade* kali ini menggunakan dua buah kompresor yang digunakan pada masing-masing *stage*. Keduanya merupakan kompresor bertipe *hermetic*. Kompresor hermatik mempunyai motor penggerak kompresornya berada dalam satu tempat atau rumah yang tertutup, bersatu dengan kompresor. Motor penggerak langsung memutar poros kompresor, sehingga jumlah putaran kompresor sama dengan jumlah putaran motornya. Dua kompresor hermatik yang digunakan terdiri dari kompresor torak dan kompresor *rotary*.



Gambar 2.11 Beberapa jenis kompresor hermatik, (a) *reciprocating*, (b) *rotary*, (c) *scroll*, (d) *screw* (Sumber dari Andrew D. Althouse, 2003, edisi ke-9, hal 148-164)

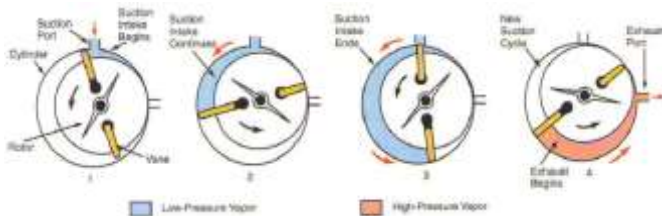
Kompresor torak (*reciprocating*) merupakan bentuk umum dari kompresor yang memiliki *positive displacement* berupa piston yang disesuaikan berdasarkan ukuran, jumlah silinder, kecepatan dan cara kerja dari piston. Kerja piston naik turun seperti dentuman atau pukulan yang cepat, yang mana saat turun dan menghisap pada saluran *suction* (hisap) tekanan turun sampai lebih rendah dari masukan saluran hisap, sehingga membuka katup hisap dan menghisap refrigeran berbentuk gas atau uap yang berasal dari evaporator. Saat piston sampai di bagian dasar, katup tertutup kembali dan mulai menekan piston. Saat tekanan pada silinder piston lebih tinggi dari tekanan saluran *discharge* (tekan), katup tekan terbuka dan menekan uap refrigeran keluar menuju kondensor. Uap refrigeran sisa yang tertinggal di atas piston harus diekspansi kembali sebelum uap refrigeran masuk kembali ke silinder, seperti pada gambar 2.12.



Gambar 2.12 *Reciprocating compressor.* (a) *Suction stroke*, (b) *Discharge stroke* (Sumber dari Trott and Welch, 2000, edisi ke-3, hal 36)

Kompresor *rotary* biasanya digunakan untuk aplikasi sistem refrigerasi dengan kapasitas daya yang kecil, seperti *AC window*, *AC split* dan lain-lain. Kompresor *rotary* terdiri dari dua tipe utama bila dilihat dari cara kerjanya, yaitu kompresor *rotary* dengan *blade* (piringan) diam, dan *blade* berputar. Pada kedua tipe tersebut blade biasanya terdiri dari beberapa sekat yang membatasi uap refrigeran yang masuk

dan keluar secara berkelanjutan. Uap refrigeran yang bertekanan rendah dari saluran hisap digambarkan masuk melalui *intake* seperti pada gambar 2.13. Uap refrigeran tersebut mengisi ruangan di belakang sekat *blade* dan memutarannya, sehingga *blade* berputar. Uap refrigeran yang terjatdi dalam ruang tersebut di tekan sehingga refrigeran bersirkulasi keluar dari kompresor menuju kondensor.



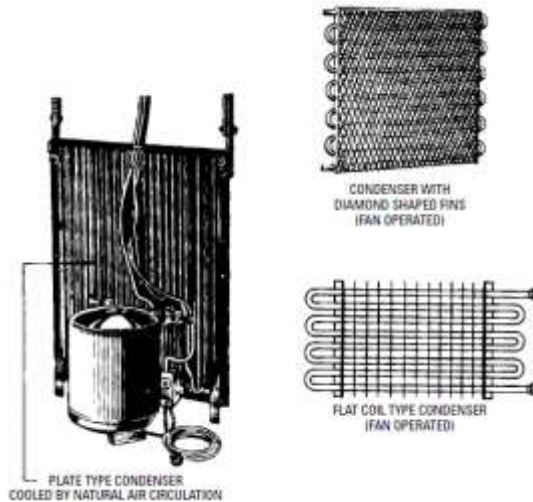
Gambar 2.13 *Blade* pada kompresor *rotary*. (Sumber dari Andrew D. Althouse, 2003, edisi ke-9, hal 158)

B. Kondensor

Kondenser adalah alat perpindahan panas yang berfungsi untuk melepas kalor dari refrigeran yang bertekanan dan temperatur tinggi ke lingkungan sekitar sehingga temperatur refrigeran akan turun. Dengan membuang kalor refrigeran akan mengalami perubahan fase dari gas menjadi cair (terkondensasi).

Menurut media yang mendinginkannya, kondenser terbagi menjadi tiga, yaitu *Air-Cooled Condenser*, *Water-Cooled Condenser*, dan *Evaporative Condenser*.

Adapun pada pengujian kali ini kondensor yang digunakan bertipe *air cooled condenser* yang memiliki beberapa jenis seperti gambar 2.14. Kondenser ini mempunyai bentuk yang tidak begitu kompleks, yaitu terdiri dari *tube* biasanya berupa pipa tembaga di rangkai dengan *fin* yang berfungsi untuk memperluas area perpindahan panas. Kondenser jenis ini juga banyak digunakan pada *household refrigerators* dan *air-conditioning unit* atau AC.



Gambar 2.14 Beberapa tipe *Air cooled condenser* (Sumber dari Miller, 2006, edisi ke-5, hal 121)

C. *Expansion device*

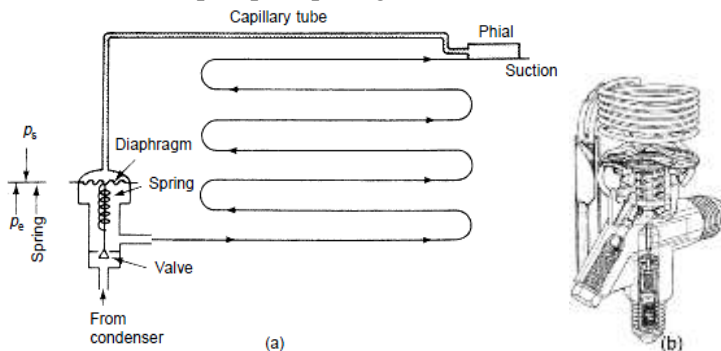
Alat ekspansi (*metering device*) berfungsi untuk menurunkan tekanan refrigeran yang berasal dari kondenser yang menyebabkan tekanannya jauh menurun sehingga temperaturnya pun juga jauh menurun di bawah temperatur udara, ruangan, air atau bahan yang akan didinginkan. *Expansion device* menjadi komponen penentu dalam sistem refrigerasi, sebab alat ini mengatur seberapa besar laju refrigeran dan laju pendinginan di evaporator. Banyak jenis alat ekspansi diantaranya:

- katup ekspansi manual
- katup ekspansi otomatis/tekanan konstan
- katup ekspansi termostatik
- pipa kapiler
- katup apung sisi tekanan rendah
- katup apung sisi tekanan tinggi
- katup ekspansi thermal elektrik
- katup ekspansi elektronik

Adapun alat ekspansi pada pengujian kali ini adalah pipa kapiler pada *high stage* dan katup ekspansi thermostatic pada *low stage*.

1. *Thermostatic Expansion Valve*

Thermostatic expansion valve (TXV) banyak digunakan sebagai alat ekspansi pada sistem pendingin. Alat ini mengatur besar kecilnya laju aliran refrigeran ke evaporator berdasarkan pengaturan besar *superheat* uap refrigeran yang keluar dari evaporator. Katup ekspansi thermostatik terdiri atas pegas, sebuah diafragma dan elemen sensor (*sensing bulb*) yang dipasang pada keluaran evaporator. Sensor tersebut akan terpengaruh oleh temperatur dari keluaran evaporator dan mendeteksi *superheat* pada keluaran evaporator. Bila *superheat* tinggi dan berindikasi evaporator kering maka *sensing bulb* yang di dalamnya terdapat cairan yang lebih tinggi titik penguapannya sehingga dapat menekan diafragma yang terhubung pegas untuk membuka katup lebih lebar. Begitu pula sebaliknya saat refrigeran berlebih atau *superheated* kurang maka penguapan pada *sensing bulb* akan berkurang sehingga mengangkat diafragma dan mencekik kembali katup, seperti pada gambar 2.15 di bawah.



Gambar 2.15 *Thermostatic expansion valve*. (a) rangkaian. (b) bentuk penampang (Sumber dari Trott and Welch, 2000, edisi ke-3, hal 99)

2. *Capillary Tube*

Pipa kapiler adalah suatu alat ekspansi paling sederhana yang mempunyai bukaan yang konstan. Prinsip kerja alat ekspansi ini memampatkan refrigeran pada pipa masukan pipa kapiler yang biasanya jauh lebih besar berdiameternya ke pipa kapiler yang diameter yang sangat kecil. Sehingga saat memasuki pipa kapiler dapat menurunkan tekanan refrigeran yang disertai penurunan temperatur refrigeran yang akan masuk ke evaporator.



Gambar 2.16 Pipa kapiler

Pipa kapiler biasa digunakan pada sistem refrigerasi yang tidak terlalu besar, dengan beban pendinginan yang tidak berubah. Sistem yang menggunakan pipa kapiler biasanya mempunyai *liquid receiver* dan *accumulator* sebagai penampung dari refrigeran sementara. Adapun bentuk pipa kapiler seperti pada gambar 2.16.

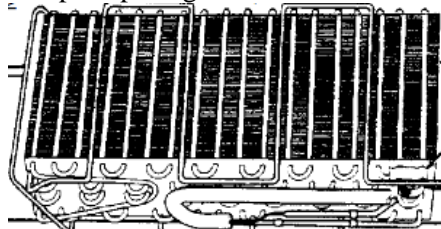
D. Evaporator

Evaporator adalah salah satu komponen utama dari sistem refrigerasi kompresi uap. Alat ini berfungsi sebagai komponen pendingin dalam sistem refrigerasi. Evaporator akan menyerap kalor dari benda, kabin atau ruangan yang didinginkan. Penyerapan kalor tersebut terjadi saat refrigeran yang mengalir pada evaporator dengan temperatur yang lebih rendah dari temperatur sekitarnya, sehingga panas dari lingkungan akan berpindah ke temperatur yang lebih rendah. Panas yang diserap tersebut membuat entalpi refrigeran akan meningkat dan membuat refrigeran berubah fasa dari cair

menjadi gas. Evaporator jika ditinjau dari segi konstruksinya dapat dikelompokkan menjadi :

1. Evaporator pipa telanjang (*bare tube*)
2. Evaporator permukaan pelat (*plate surface*)
3. Evaporator bersirip / rusuk-rusuk (*finned*)
4. Evaporator tabung dengan pipa (*shell and tube*)

Adapun pada pengujian kali ini bentuk evaporator sama persis dengan kondensor. Tetapi ukuran evaporator biasanya lebih kecil daripada kondensor. Alat penukar panas yang digunakan sebagai evaporator tipenya juga *fin coil evaporator*. Seperti pada gambar 2.17.

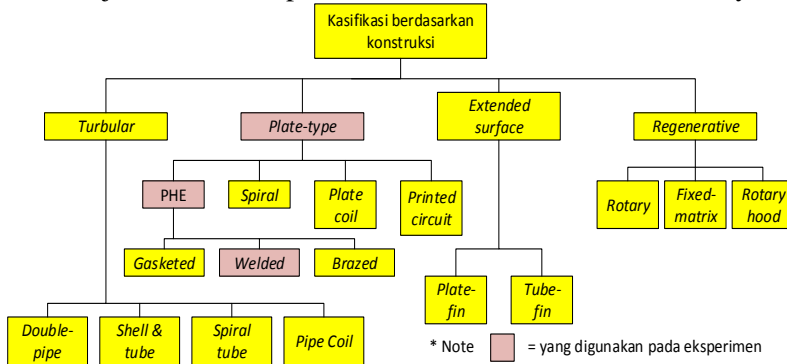


Gambar 2.17 *Fin coil evaporator* (Sumber dari Miller, 2006, edisi ke-5, hal 275)

E. Alat Penukar Panas

Pada sistem refrigerasi *cascade*, alat penukar panas digunakan pula sebagai penghubung antara *low stage* dan *high stage*. Pada alat penukar panas, refrigeran pada *high stage* biasanya berfasa uap dan bertemperatur rendah dibandingkan dengan refrigeran pada *high stage*, sehingga terjadi proses perpindahan panas yang disebabkan oleh perbedaan temperatur tersebut. Kalor dari refrigeran yang tinggi temperturnya akan di serap oleh refrigeran yang temperturnya lebih rendah, sehingga refrigeran pada *high stage* yang berfasa cair akan berubah menjadi gas, dan refrigeran pada *low stage* akan berubah fasa menjadi dari gas menjadi cair.

Semakin berkembangnya zaman alat penukar panas semakin kerkembang pula jenis dan klasifikasi berdasarkan kebutuhan, cara kerja dan fungsi dari alat penukar panas tersebut. Gambar 2.18 dibawah merupakan diagram yang menjelaskan beberapa klasifikasi berdasarkan konstruksinya.



Gambar 2.18 Klasifikasi *heat exchanger* berdasarkan konstruksinya (Sumber <http://artikel-teknologi.com/macam-macam-heat-exchanger-alat-penukar-panas-bagian-1/>)

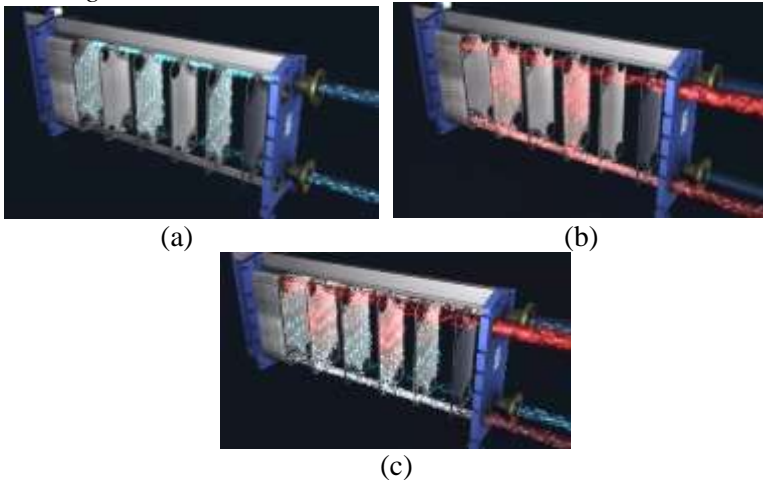


Gambar 2.19 *Heat exchanger tipe plate heat exchanger*

Pada studi eksperimen ini menggunakan *heat exchanger* tipe *Plat heat exchanger* seperti gambar 2.19. Tipe ini merupakan jenis alat penukar panas yang sudah banyak diaplikasikan di indrustri. *Heat exchanger* tipe *Plate heat exchanger* menggunakan plat tipis sebagai komponen

utamanya. Plat yang digunakan dapat berbentuk polos ataupun bergelombang sesuai dengan desain yang dikembangkan.

Gambar 2.20 menunjukkan *Plate heat exchanger* terdiri dari dua buah masukan dan dua buah keluaran yang masing-masing pasang antara masukan dan keluaran tidak bercampur satu sama lain. Salah satu saluran masukan berada di kanan bawah dengan keluaran di kanan atas sebagai evaporator *high stage*, sedangkan saluran masuk satunya lagi berada di kiri atas dengan keluarannya berada di kiri bawah sebagai kondensor *low stage*. Saluran setiap plat didesain sedemikian rupa sehingga refrigeran akan terbagi ke setiap bagian plat. Plat ini merupakan pembatas sekaligus ruang area perpindahan panas antara refrigeran *low stage* dan *high stage*. Plat yang tersusun membentuk berderet menghasilkan susunan batasan saluran bagian antara *low stage* dan *high stage* secara berurutan.



Gambar 2.20 Sirkulasi refrigeran pada PHE, (a) sirkulasi refrigeran *high stage*, (b) sirkulasi refrigeran *low stage*, (c) urutan bagian saluran *high stage* dan *low stage* (sumber <http://www.sondex.net/Sondex-Global/Products/Heat-Exchangers.aspx>)

2.3 Refrigeran

ASHRAE (2005) mendefinisikan refrigeran sebagai fluida kerja di dalam mesin refrigerasi, pengkondisian udara, dan sistem pompa kalor. Refrigeran dalam suatu sistem refrigerasi berfungsi menyerap panas dari satu lokasi dan membuangnya ke lokasi yang lain, biasanya melalui mekanisme evaporasi dan kondensasi. Refrigeran merupakan komponen terpenting siklus refrigerasi karena refrigeran yang menimbulkan efek pendinginan dan pemanasan pada mesin refrigerasi. Refrigeran dapat berubah wujudnya dari gas menjadi cair atau sebaliknya.

2.3.1 Sifat Refrigeran

Sifat refrigeran yang perlu untuk sistem refrigerasi antara lain sifat termodinamika, kimia, dan fisik. Berikut penjelasan singkat mengenai ketiga sifat tersebut:

Sifat termodinamika yang penting antara lain titik didih, refrigeran yang memiliki titik didih rendah biasanya dipakai untuk keperluan operasi pendinginan temperatur rendah, sedangkan refrigeran yang memiliki titik didih tinggi digunakan untuk keperluan pendinginan temperatur tinggi (pendinginan udara/hunian). Sifat lainnya yaitu dari segi tekanan penguapan refrigeran harus tinggi supaya dapat dengan cepat menguap saat terjadi evaporasi. Sifat termodinamika lain yaitu tekanan pengembunan yang tidak terlampaui rendah, apabila tekanan pengembunannya terlalu rendah, maka perbandingan kompresinya menjadi lebih rendah, sehingga penurunan prestasi kondensor dapat dihindarkan, selain itu dengan tekanan kerja yang lebih rendah, mesin dapat bekerja lebih aman karena kemungkinan terjadinya kebocoran, kerusakan, ledakan dan sebagainya menjadi lebih kecil. Lalu suhu pada tekanan harus lebih tinggi, hal tersebut dapat menghindari kemungkinan terjadinya vakum pada evaporator. Kalor laten penguapan harus tinggi, karena untuk kapasitas refrigerasi yang sama, jumlah refrigeran yang bersirkulasi menjadi lebih kecil.

Sifat kimia berhubungan dengan reaksi refrigeran terhadap keadaan sekitar, antara lain tidak mudah terbakar, tidak beracun, tidak bereaksi dengan air, minyak dan bahan konstruksi. Refrigeran harus memiliki konstanta dielektrika yang kecil, tahanan listrik yang besar, serta tidak menyebabkan korosi pada material isolator listrik. Refrigeran hendaknya stabil dan tidak bereaksi dengan material yang dipakai, jadi juga tidak menyebabkan korosi. Pada kasus tertentu seperti refrigerasi untuk sistem pendingin makanan refrigeran tidak boleh beracun, sehingga bila sistem bocor tidak meracuni produk pendingin yaitu makanan. Dan terakhir refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan mudah meledak untuk menjaga keamanan dari pengguna sistem pendingin.

Sedangkan sifat fisik refrigeran berhubungan dengan bahan itu sendiri, antara lain konduktivitas dan kekentalan. Konduktivitas termal yang tinggi sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan kalor. Dan viskositas yang rendah (dalam fasa cair maupun fasa gas), dapat menurunkan tahanan aliran refrigeran dalam pipa, sehingga kerugian tekanannya akan berkurang.

2.3.2 Jenis Refrigeran

Jenis dan bahan senyawa pembentuk refrigeran banyak sekali macamnya, tergantung tingkat suhu dan keperluan dari suatu pendingin. Refrigeran yang digunakan pada sistem pendinginan kompresi uap harus mempunyai mempunyai sifat-sifat kimia, fisika, termodinamika tertentu yang sesuai dengan kondisi penggunaan. Selain itu refrigeran hendaknya dapat dipilih jenis refrigeran yang sesuai dengan jenis kompresor yang dipakai, temperatur penguapan dan tekanan penguapan serta temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan. Berikut dibawah ini beberapa jenis refrigeran :

A. Golongan Halokarbon

Kelompok senyawa halokarbon merupakan jenis yang masih umum digunakan. Refrigeran jenis ini yang mengandung satu atau lebih dari ketiga unsur halogen, yaitu klorin, fluorin, dan bromin. Contoh refrigeran halokarbon yang merupakan hasil pengembangan secara sintetik oleh manusia, sebagai berikut :

Tabel 2.1. Beberapa Jenis Refrigeran Halokarbon

Nomor/nama refrigeran	Nama kimia	Rumus kimia
11	Trikloromonofluorometan	CCl_3F
12	Diklorodifluorometan	CCl_2F_2
22	Monoklorodifluorometan	CHClF_2
40	Metil klorida	CH_3Cl
113	Triklorotrifluoroetan	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$
115	Diklorotetrafluoroetan	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$

Perlu diketahui refrigeran halokarbon yang mengandung unsur klorin seperti *Chlorofluorocarbon* (CFC) merupakan senyawa organik yang mengandung karbon, klorin, dan fluorin, juga refrigeran lainnya seperti hidroklorofluorokarbon (HCFC), yang tentunya berisi senyawa hidrogen, dapat menyebabkan kerusakan ozon, sedangkan yang mengandung unsur fluorin dapat menyebabkan pemanasan global.

B. Senyawa Hidrokarbon

Pada awalnya Banyak senyawa hidrokarbon yang digunakan sebagai refrigeran, umumnya digunakan pada industri minyak bumi, seperti metana, etana, propana, etilen, dan isobutilen. Kesemuanya *flammable* dan eksplosif. Digolongkan sedikit beracun karena mengandung efek bius pada tingkat tertentu. Karena hal tersebut refrigeran jenis ini berangsur-angsur

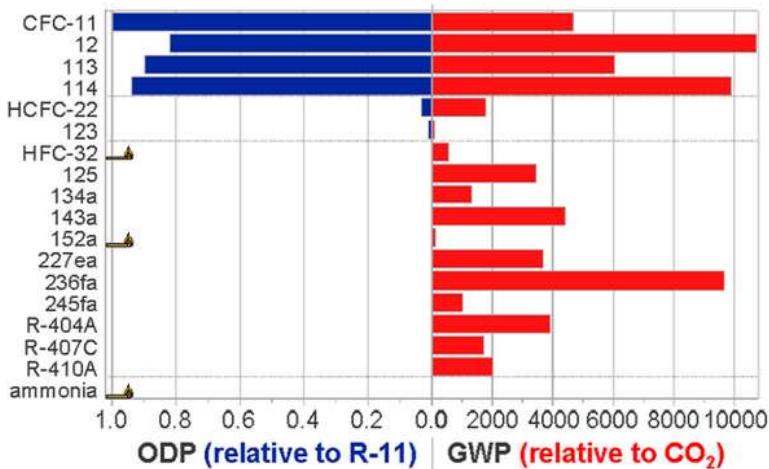
ditinggalkan. Tetapi setelah aspek lingkungan mengemuka hidrokarbon kembali diperhitungkan sebagai alternatif pengganti CFC.

Senyawa hidrokarbon terdiri atas unsur hidrogen dan karbon. Refrigeran ini bersifat alami dan tidak menimbulkan masalah bagi lingkungan hidup. Contoh refrigeran hidrokarbon adalah R-170 (etana), R-50 (metana), R-290 (propana), R600a (iso butana), dan lain-lain.

2.3.3 Refrigeran dan Lingkungan

Refrigeran dan lingkungan dihubungkan dengan reaksi yang terjadi saat refrigeran terlepas di atmosfer. Seperti dijelaskan sebelumnya pada jenis refrigeran, refrigeran halokarbon, memiliki atom klorin yang dapat berikatan dengan ozon di atmosfer, sehingga menyebabkan terjadinya penipisan ozon yang menyebabkan pemanasan global. Terdapat tiga jenis reaksi refrigeran terhadap lingkungan yang umum dikenal, GWP, ODP, dan tahun atmosferik.

GWP (Global Warming Potential) adalah ukuran seberapa banyak jumlah gas rumah kaca yang merupakan ukuran relatif perbandingan gas dengan CO₂ dalam jumlah yang sama sehingga dapat memperkirakan pengaruhnya terhadap pemanasan global. ODP (Ozone Depletion Pottential) merupakan parameter yang menyatakan kemampuan suatu refrigeran untuk berikatan dengan ozon di stratosfer. Umumnya, makin banyak ion klorin dalam suatu refrigeran maka makin tinggi ODPnya. Berikut besarnya GWP dan ODP



based on IPCC, *Climate Change 2001 — The Scientific Basis*, 2001; and WMO, *2002 Scientific Assessment of Ozone Depletion*, 2003; and J. M. Calm and G. C. Hourahan, "Refrigerant Data Summary," *Engineered Systems*, November 2001

© 2004, James H. Calm, Engineering Consultant

Gambar 2.21 ODP dan GWP beberapa refrigeran

2.2.4 Pemilihan Refrigeran

Indonesia adalah negara yang memiliki cadangan gas alam dan minyak bumi, salah satunya dalam hal refrigeran hidrokarbon maupun produk-produk ramah lingkungan berbasis hidrokarbon lainnya seperti : *Aerosol propellant*, *foaming agent*, *solvent*, dan lain-lain. Produk refrigeran hidrokarbon MUSI COOL merupakan refrigeran hidrokarbon yang sudah diproduksi di dalam negeri diantaranya MC-12 dan MC-134 sebagai pengganti refrigeran R-12 dan R-134a. MC-22 sebagai pengganti refrigeran R-22. MC-600 dapat mengganti refrigeran 600a.

Sesuai dengan rujukan diatas, pada studi eksperimen ini *high stage* pada sistem *cascade* menggunakan menggunakan refrigeran MC-22 sebagai pengganti refrigeran

R-22. Berikut ini adalah data spesifikasi perbandingan refrigeran hidrokarbon produk dari Pertamina merek dagang musicool 22 (MC-22) dengan Freon R-22 dalam tabel 2.1.

Tabel 2.2 Perbandingan Sifat Fisika & Thermodinamika Musicool MC-22 & Freon R-22

NO	PARAMETER	MC-22	R-22
1.	Panas jenis cairan jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$, KJ/Kg	2,909	1,325
2.	Panas jenis uap jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$, KJ/Kg	2,238	0,973
3.	Konduktivitas termal cairan jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$, w/m	0,086	0,077
4.	Konduktivitas termal uap jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$, w/m	0,021	0,012
5.	Kerapatan cairan jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$, (kg/m^3)	28,53	62,46
6.	Kerapatan uap jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$, (kg/m^3)	2,412	4,705
7.	Kekentalan cairan jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$, (uPa-s)	84,58	143,1
8.	Kekentalan uap jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$, (uPa-s)	9,263	13,39

Dari tabel 2.2 di atas menunjukkan panas jenis dan konduktivitas termal baik pada kondisi cair jenuh maupun uap jenuh, MC-22 lebih besar dari R-22. Hal tersebut dapat mengakibatkan efek refrigerasi M-22 lebih baik dari R-22. Lalu sebagaimana dijelaskan pada sifat fisik di atas sehingga dengan kerapatan dan kekentalan baik pada kondisi cair jenuh maupun uap jenuh, MC-22 lebih rendah dari R-22, dapat mengakibatkan pemakaian energi lebih kecil karena kerja kompresor lebih ringan.

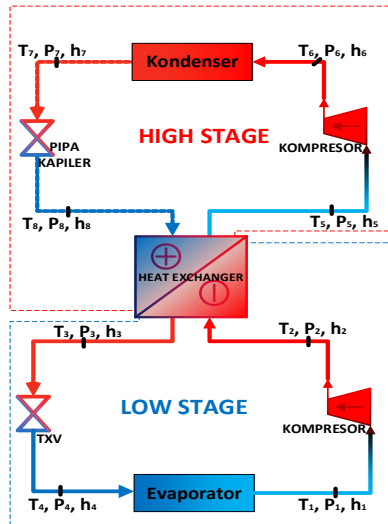
Sedangkan untuk *low stage* masih menggunakan refrigeran R-404a yang memiliki titik penguapan yang lebih rendah dibandingkan refrigeran pada sisi *high stage*. Adapun spesifikasi dari properti R-404a dapat dijelaskan pada tabel 2.3 .

Tabel 2.2 Spesifikasi Properti Dari R-404a
(Sumber International Institute Of Refrigeration, *Thermophysical Properties Of Refrigerants: R404a*)

NO	PARAMETER	R-404a		
1.	Normal boiling point (pada 0.1 MPa)	−46,6°C		
2.	Temperatur kritis	72,1°C		
3.	Tekanan kritis	3,74 MPa		
Pada saat temperatur 0° C (jenuh)				
		Satuan (SI)	Kondisi cair	Kondisi uap
4.	Tekanan	Mpa	0,61	0,60
5.	Volum spesifik	dm ³ /kg	0,87	32,73
6.	Specific heat capacity • pada tekanan konstan • pada volum konstan	kJ/(kg K) kJ/(kg K)	1,38 0,87	1,02 0,82
7.	Konduktivitas Termal	W/(m K)	0,078	0,013
8.	Viskositas	10-6 Pa s	177,26	11,06
9.	Temperatur penguapan	° C	0,46	

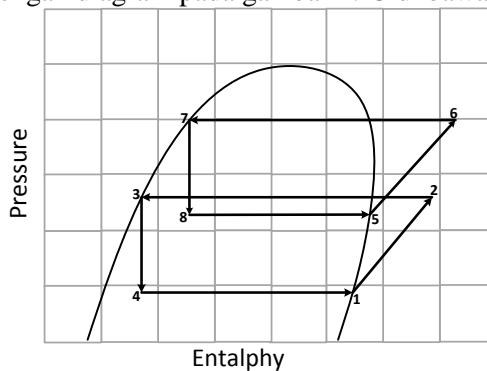
2.4 Persamaan Termodinamika Refrigerasi dan NTU

Berikut adalah persamaan-persamaan yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini. Semua persamaan yang ditampilkan di bawah ini kembali merujuk pada skema refrigerasi *cascade* gambar 2.22 di bawah.



Gambar 2.22 Skema sistem refrigerasi *cascade*

Adapun secara termodinamika sistem refrigerasi *cascade* dijelaskan dengan diagram pada gambar 2.23 di bawah.



Gambar 2.23 Proses sistem refrigerasi pada *high* dan *low stage*

2.4.1 Persamaan Daya Nyata Kompresor

Unjuk kerja nyata kompresor dapat diketahui dari daya yang diberikan terhadap kompresor. Daya tersebut dapat menghasilkan kenaikan tekanan pada keluaran kompresor, sehingga terjadi kenaikan dari entalpi seperti gambar 2.22 pada proses 1-2 dan 5-6. Adapun kerja dari kompresor dapat ditulis dengan persamaan:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_2 - h_1) = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_6 - h_5) \quad (2.1)$$

Dimana :

\dot{W}_c = daya kompresor (watt)

\dot{m} = laju aliran massa refrigeran (kg/s)

$h_{1,5}$ = entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

$h_{2,6}$ = entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Pada sistem refrigerasi *cascade*, besarnya kerja kompresor total didapat dengan menjumlahkan kerja kompresor pada sistem HS dan LS.

$$W_{\text{total}} = W_{\text{HS}} + W_{\text{LS}} \quad (2.2)$$

2.4.2 Persamaan Pengeluaran Kalor pada Kondensor *High Stage*

kondensor merupakan alat pembuang kalor dari refrigeran ke lingkungan, sehingga berakibat perbedaan entalpi pada sisi *inlet* dan *outlet*, seperti pada gambar 2.22 proses 6-7, maka dapat diketahui besarnya panas yang berhasil dikeluarkan oleh refrigeran. Berikut kalor yang dibuat oleh kondensor dinyatakan dengan rumus:

$$\dot{Q}_{\text{Cond}} = \dot{m}_{\text{ref HS}} \times (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) = \dot{m}_{\text{ref HS}} \times (h_6 - h_7) \quad (2.3)$$

Dimana :

$\dot{m}_{\text{ref HS}}$ = laju aliran massa refrigeran *high stage* (kg/s)

h_7 = entalpi refrigeran keluar kondensor (kJ/kg)

h_6 = entalpi refrigeran masuk kondensor (kJ/kg)

2.4.3 Persamaan Kapasitas Pendinginan Cascade

Kapasitas pendinginan pada evaporator tergantung jumlah panas yang diserap refrigeran saat melalui evaporator. Semakin besar panas yang diserap temperatur keluaran semakin besar seperti pada proses 4-1 gambar 2.22. Untuk menghitung besarnya kapasitas pendinginan dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{ref HS}} \times (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) = \dot{m}_{\text{ref HS}} \times (h_1 - h_4) \quad (2.4)$$

Dimana :

\dot{Q}_{evap} = Kapasitas pendinginan (kW)

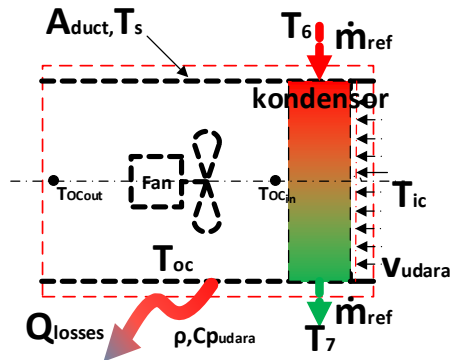
$\dot{m}_{\text{ref LS}}$ = Laju aliran massa refrigeran *low stage* (kg/s)

h_4 = Entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

h_1 = Entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

2.4.4 Kestimbangan Laju Aliran Massa Refrigeran pada High Stage

Laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan persamaan kesetimbangan energi yang terjadi pada kondensor *high stage*.



Gambar 2.24 Model sistem pada ducting dan kondensor HS

Dengan data yang didapat dari eksperimen, maka besarnya laju aliran massa udara melewati kondensor dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \times v_{\text{udara}} \times A_{\text{p.Kond}} \quad (2.5)$$

Dimana,

\dot{m}_{udara} = Laju aliran massa udara yang melewati kondensor *high stage* (kg/s)

ρ_{udara} = Massa jenis udara (kg/m³)

v_{udara} = kecepatan udara melewati kondensor *high stage* (m/s)

$A_{\text{p.Kond.}}$ = Luas penampang kondensor *high stage* (m²)

Setelah mendapatkan laju aliran massa udara yang melewati kondensor *high stage*, selanjutnya dihitung besarnya *losses* pengeluaran kalor yang terjadi pada permukaan pipa ducting dengan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = h_{\text{udara}} \times A_{\text{duct}} \times \Delta T_{\text{LMTD}} \quad (2.6)$$

Diamana berdasarkan Gambar 2.24 di atas,

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = \frac{(T_{\text{CO in}} - T_s) - (T_{\text{CO out}} - T_s)}{\ln[(T_{\text{CO in}} - T_s)/(T_{\text{CO out}} - T_s)]} \quad (2.7)$$

Untuk mendapatkan nilai *h* (koefisien konveksi) dapat digunakan persamaan:

$$\text{Re}_D = 4 \frac{\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (2.8)$$

$\text{Re}_D < 2300$ untuk aliran laminar

$2300 < \text{Re}_D < 4000$ untuk aliran transisi

$\text{Re}_D > 4000$ untuk aliran turbulen

- Aliran laminar ($\text{Re}_D < 2300$)

$$\text{Nu}_D = \frac{hD}{k} = 4,36 \quad (2.9)$$

- Aliran turbulen ($Re_D > 4000$)

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (2.10)$$

Dimana $n = 0,4$ untuk *heating* ($T_s > T_{oc}$) dan $0,3$ untuk *cooling* ($T_s < T_{oc}$).

Maka selanjutnya bisa didapatkan nilai h (koefisien konveksi) dengan persamaan berikut :

$$h = \frac{Nu_D K_f}{D} \quad (2.11)$$

Dimana,

Re_D = Bilangan Reynolds

Nu_D = Bilangan Nusselt

K_f = Konduktifitas fluida (W/m.K)

D = Diameter pipa (m)

h = Koefisien konveksi (W/m².K)

A_{duct} = Luas selimut *ducting* keluaran kondensor *high stage* (m²)

Laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* dengan asumsi panas yang dikeluarkan oleh \dot{m}_{ref} dan yang diterima oleh \dot{m}_{udara} pada kondensor *high stage* adalah sama. Dengan merujuk pada gambar 2.25, maka persamaan akan menjadi sebagai berikut :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{udara} + \dot{Q}_{loss} = \{\dot{m}_{udara} \times C_{p_{udara}} \times (T_{oc} - T_{ic})\} + \dot{Q}_{loss} \quad (2.12)$$

Persamaan 2.11 merupakan persamaan untuk panas yang diterima kondensor dari refrigeran.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \times (h_6 - h_7) \quad (2.13)$$

Persamaan (2.12) disubstitusikan ke persamaan (2.13) menjadi :

$$\{\dot{m}_{udara} \times C_{p_{udara}} \times (T_{oc} - T_{ic})\} + \dot{Q}_{loss} = \dot{m}_{ref} \times (h_6 - h_7) \quad (2.14)$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{m}_{udara} \times C_{p_{udara}} \times (T_{oc} - T_{ic}) + \dot{Q}_{loss}}{(h_6 - h_7)} \quad (2.15)$$

dimana :

\dot{Q}_{cond} = Kapasitas kondensor (kW)

\dot{m}_{udara} = Laju aliran massa udara melewati kondensor *high stage*(kg/s)

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran melewati kondensor *high stage* (kg/s)

$C_{p_{\text{udara}}}$ = Kalor spesifik dari udara (kJ/kg.K)

T_{oc} = Temperatur udara keluar kondensor ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ic} = Temperatur udara masuk kondensor ($^{\circ}\text{C}$)

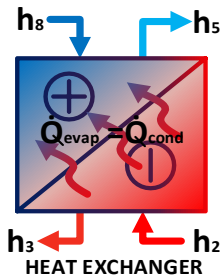
h_6 = Entalpi refrigeran masuk kondensor (kJ/kg)

h_7 = Entalpi refrigeran keluar kondensor (kJ/kg)

T_s = Temperatur permukaan *ducting* ($^{\circ}\text{C}$)

2.4.5 Persamaan Laju Aliran Massa Refrigeran pada *Low Stage*

Dengan mempertimbangkan perpindahan panas pada *heat exchanger* seperti pada gambar 2.25, maka perhitungan nilai laju aliran massa refrigeran *low stage* didasarkan pada kesetimbangan energi pada *heat exchanger*. Dengan mengasumsikan tidak ada *heat loss*.



Gambar 2.25 Perpindahan panas pada *heat exchanger*

$$\dot{Q}_{\text{Cond LS}} = \dot{Q}_{\text{Evap HS}} \quad (2.16)$$

$$\dot{m}_{\text{LS}}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{\text{HS}}(h_5 - h_8) \quad (2.17)$$

$$\dot{m}_{\text{LS}} = \frac{\dot{m}_{\text{HS}}(h_5 - h_8)}{(h_2 - h_3)} \quad (2.18)$$

2.4.6 Persamaan Rasio Pengeluaran Kalor (*Heat Rejection Ratio*) (HRR)

Laju perpindahan panas pada kondensor dalam kaitannya dengan kapasitas pendinginan dinyatakan sebagai “Rasio Pengeluaran Kalor” atau *Heat Rejection Ratio* (HRR).

$$\text{HRR} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{Q}_{\text{evap}}} = \frac{\dot{m}_{\text{refHS}} \times (h_7 - h_6)}{\dot{m}_{\text{refLS}} \times (h_1 - h_4)} \quad (2.21)$$

Dimana :

\dot{Q}_{cond} = Laju pengeluaran kalor pada kondensor (kW)

\dot{Q}_{evap} = Kapasitas pendinginan (kW)

h_6 = Entalpi refrigeran masuk kondensor (kJ/kg)

h_7 = Entalpi refrigeran keluar kondensor (kJ/kg)

h_4 = Entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

h_1 = Entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

2.4.7 *Coefficient of Performance* (COP)

Coefficient of performance dari sebuah sistem refrigerasi merupakan efisiensi sistem atau rasio ketetapan dari perbandingan kalor yang diserap sebagai energi yang termafatkan dengan energi yang digunakan sebagai kerja, atau berdasarkan teori sederhananya ditulis :

$$\text{COP} = \frac{\text{Energi termanfaatkan}}{\text{Energi yang digunakan sebagai kerja}}$$

Secara aktualnya pada sistem pendingin yaitu perbandingan antara efek refrigerasi dengan kerja dari kompresor atau:

$$\text{COP}_{\text{refrigerasi}} = \frac{\text{efek refrigerasi}}{\text{Kerja kompresor}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (2.22)$$

2.4.8 *Effectiveness*

Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut.

$$(2.23) \quad \text{Jika } C_c < C_h, \text{ maka } q_{\text{maks}} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$(2.24) \quad \text{Jika } C_c > C_h, \text{ maka } q_{\text{maks}} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$\begin{cases} q = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \end{cases} \quad \text{or} \quad (2.25)$$

$$\begin{cases} q = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \end{cases} \quad (2.26)$$

$$\begin{cases} q = \dot{m}_c (i_{c,o} - i_{c,i}) \end{cases} \quad \text{or} \quad (2.27)$$

$$\begin{cases} q = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \end{cases} \quad (2.28)$$

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.29)$$

Sedangkan *effectiveness* (ε) adalah perbandingan antara laju perpindahan panas *heat exchanger* dengan laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan.

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{actual}}}{q_{\text{maks}}} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.30)$$

Effectiveness merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas $0 < \varepsilon < 1$. Untuk semua *heat exchanger effectiveness* dapat dinyatakan.

$$\varepsilon = f\left(\text{NTU}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2.31)$$

dimana C_{\min} diperoleh untuk nilai yang terkecil dari:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p_c} \quad (2.32) \quad \text{Atau} \quad C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p_h} \quad (2.33)$$

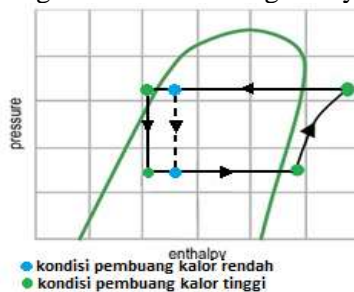
2.5 Hubungan Variasi Kecepatan Fan dengan Kalor yang Dilepas di Kondensor

Kondensor adalah suatu alat untuk membuang kalor dari refrigeran. Seperti pada penjelasan sebelumnya kondensor yang digunakan berjenis *air cooled condenser* dengan pendinginan oleh udara yang dihembuskan oleh sebuah *fan*. Pada studi eksperimental ini dilakukan variasi kecepatan *fan* pada kondensor.

Sehingga kecepatan udara kondensor diatur pada variasi kecepatan tertentu.

Berdasarkan persamaan 2.12 di atas, kalor kondensor merupakan fungsi dari laju aliran massa dari udara dikalikan kalor spesifiknya dan dikalikan perubahan temperatur udara yang masuk lalu keluar melewati kondensor, ditambah dengan *heatloss* dari kondensornya. Laju aliran massa udara merupakan massa jenis udara dikalikan kecepatan udara dan luas penampangnya. Disaat temperatur pada kondisi *steady state* perubahan temperatur dan kalor spesifik dianggap konstan, lalu massa jenis udara dan luas penampang dari saluran udara juga konstan. Sehingga saat kecepatan udara diatur dengan kecepatan udara yang tinggi maka kalor yang dilepas di kondensor akan tinggi, sebaliknya saat kecepatan udara diatur pada kecepatan rendah, maka kalor yang dilepas di kondenser

Jumlah kalor yang dilepas kondensor akan berpengaruh terhadap keseluruhan sistem refrigerasi *cascade*. Saat kalor yang dilepas di kondensor rendah, berpengaruh pada efek refrigerasinya akan semakin kecil. Seperti pada gambar 2.26, kalor yang dilepas rendah pada kondenser akan menghasilkan perubahan temperatur yang rendah, sehingga bila diasumsikan pada alat ekspansi tidak ada perubahan entalpi maka saat refrigeran masuk ke dalam evaporator sehingga efek refrigerasi yang terjadi akan semakin rendah. Begitu juga sebaliknya, saat jumlah kalor tinggi pada akhirnya akan menghasilkan efek refrigerasi yang tinggi juga.



Gambar 2.26 Kondisi pembuangan kalor rendah dan tinggi pada kondensor

(Halaman ini sengaja di kosongkan)

BAB III

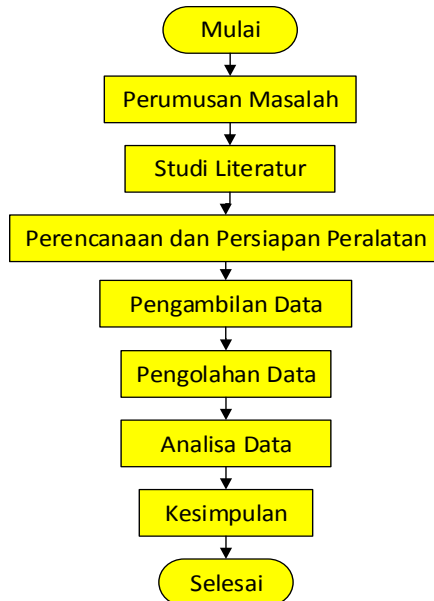
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah Penelitian

Langkah-langkah analisis pada penelitian ini dilakukan berdasarkan tujuan penelitian. Berikut langkah-langkah analisis yang dilakukan pada penelitian ini:

1. Perumusan masalah
2. Studi literatur
3. Perencanaan dan perancangan peralatan
4. Pengambilan data
5. Pengolahan data
6. Analisa hasil perhitungan dari hasil pengamatan

Untuk lebih jelasnya, berikut langkah-langkah analisis di atas diuraikan lebih rinci seperti gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram alir langkah penelitian

3.1.1 Perumusan Masalah

Langkah pertama dari langkah analisis adalah perumusan masalah. Perumusan masalah merupakan penjabaran dari identifikasi masalah dan pembatasan masalah. Hal tersebut diperlukan untuk membentuk kerangka dalam menyusun rencana penyelesaian, termasuk merancang metode atau teknik pendekatan yang tepat untuk digunakan sebagai langkah-langkah dalam penelitian yang selanjutnya ditentukan tujuan dari penelitian ini.

3.1.2 Studi Literatur

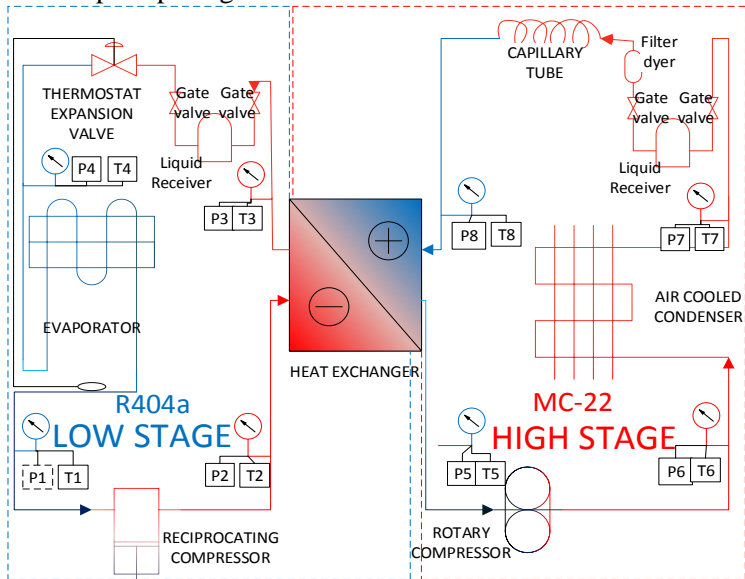
Setelah merumuskan masalah studi literatur dalam sebuah penelitian dilakukan untuk mendapatkan gambaran yang menyeluruh tentang apa yang sudah dikerjakan orang lain dan bagaimana orang mengerjakannya, kemudian seberapa berbeda penelitian yang akan kita lakukan.

3.1.3 Perencanaan dan Perancangan Peralatan

Untuk memulai percobaan, terlebih dahulu dilakukan persiapan peralatan yaitu merencanakan lalu merancang peralatan-peralatan yang akan digunakan dalam pengujian. Hal tersebut dilakukan untuk memastikan bahwa alat tersebut sudah sesuai dan benar-benar siap untuk pengambilan data.

Gambar 3.3 merupakan penampakan sistem *cascade* yang digunakan dalam pengujian ini, yang terdapat di Laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara dengan menggunakan refrigeran MC-22 pada sistem HS dan R404a pada sistem LS. Untuk melakukan pengujian ini maka dilakukan beberapa modifikasi. Modifikasi yang dilakukan meliputi komponen kompresor, fan kondensor, alat ukur (*pressure gage* dan *thermocontrol*), *filter dryer*,

akumulator dan *oil separator*. Adapun skema sistem *cascade* dengan komponen yang lengkap digambarkan seperti pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 Skema peralatan sistem pendingin *cascade*



Gambar 3.3 Peralatan sistem pendingin *cascade*

A. Spesifikasi Komponen Sistem Refrigerasi *Cascade*

1. Kompresor

- *High-stage*

Merek/Tipe : Toshiba/Rotari Hermetik
Horse Power : 1
Voltage/Hz : 230/50
Refrigeran : MC22
Lubricant : *Alkylbeneze*

- *Low-Stage*

Merek/Tipe : Tecumseh/Reciprocating
 Hermetik
Horse Power : 1
Voltage/Hz : 230/50
Refrigeran : R404A
Lubricant : *Alkylbeneze*

Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.4 di bawah ini.



(a)



(b)

Gambar 3.4 Kompresor pada sistem refrigerasi *cascade*, (a) *low stage*, (b) *high stage*

2. Kondensor High-Stage

Tipe : *Tubes & fins air cooled*
 Material : Pipa tembaga
 Fan : 1300 rpm-0.5A
 Dimensi : Panjang
 3 cm, lebar 9 cm dan tinggi 31 cm

Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.5 di bawah ini.



Gambar 3.5 Kondensor *high stage*

3. Alat Ekspansi

- Pipa Kapiler di bagian *high stage* seperti gambar 3.6 di bawah



Gambar 3.6 Pipa kapiler di bagian *high stage*

- TXV di bagian *low stage* seperti gambar 3.7



Gambar 3.7 Katup ekspansi thermostatis (TXV) di bagian *low stage*

4. *Filter Dryer*



Gambar 3.8 *Filter dryer*

Filter dryer pada gambar 3.8 merupakan suatu alat yang berfungsi untuk menyaring partikel-partikel kecil seperti serpihan logam, plastik dan debu yang dapat membahayakan bagi kerja kompresor. Selain itu alat ini juga bermanfaat untuk menangkap uap air yang dapat menghambat proses perpindahan kalor serta membahayakan kompresor. *Filter dryer* ditempatkan setelah kondensor dan sebelum alat ekspansi.

5. *Akumulator*

Akumulator merupakan *vessel* yang menjadi tempat penampungan refrigeran setelah melewati evaporator sebelum memasuki *suction line* kompresor. Fungsinya adalah untuk memastikan tidak ada cairan yang masuk ke kompresor yang dapat menyebabkan kerusakan karena cairan merupakan fluida *incompressible*. Akumulator ditempatkan sebelum *suction line* kompresor dan setelah alat ekspansi. Kapasitas akumulator diharuskan minimal 50% dari kapasitas refrigeran dalam sistem. Pada saat sekarang ini akumulator sudah berada satu paket di dalam kompresor. Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.9 di bawah ini.



Gambar 3.9 *Accumulator*

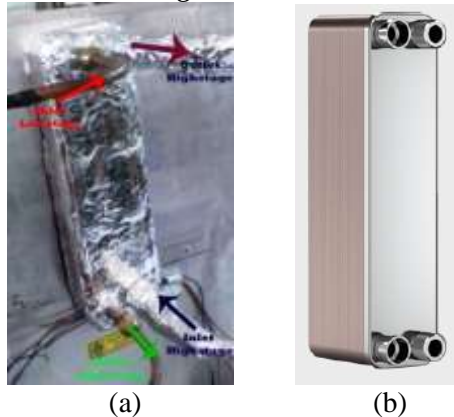
6. *Box Pendingin*



Gambar 3.10 *Box pendingin*

Box pendingin yang digunakan berukuran 46cm x 42cm x 59cm. Dengan kondisi kosong tanpa pembebanan di dalamnya. Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.10 di atas.

7. Heat Exchanger



Gambar 3.11 Alat penukar kalor PHE, (a) setelah diinstalasi, (b) sebelum dinstalasi

Alat penukar kalor yang digunakan pada eksperimental ini menggunakan tipe PHE yang diproduksi oleh SWEP dan dibuat di Malaysia.

Tipe	: <i>Braze Plate heat exchanger</i>
Plate material	: AISI 316
Jumlah plate	: 12
Tinggi	: 317 mm
Lebar	: 76 mm

8. Fan Kondensor



Gambar 3.12 Fan dan ducting pengeluaran kalor kondensor *high stage*

Merk / Tipe : Fujitsu general united /
 Vertical mount
 Dimensi : Diameter 30 cm
 Arus / Tegangan : AC / 220volt

9. *Liquid Receiver*

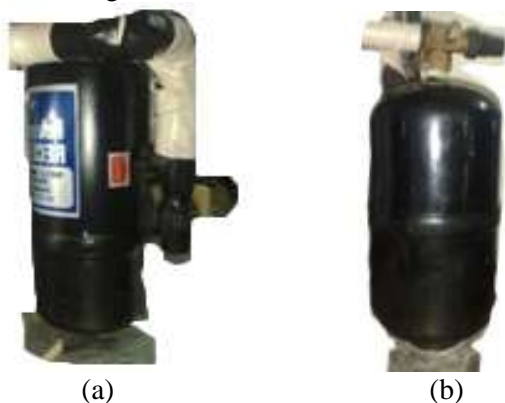
Liquid receiver berfungsi untuk menampung refrigeran cair yang berasal dari kondensor. Dengan ditampungnya refrigeran yang berasal dari kondensor tersebut diharapkan refrigeran yang keluar dari *liquid receiver* ini dalam keadaan cair (*liquid*) semua sebelum masuk ke katup ekspansi.

- *High Stage*

Merk / Tipe : Hub / Vertical mount
 Dimensi : Diameter 8 cm, tinggi 19 cm
 Refrigeran : R-12, R-22, R-500, R-502

- *Low Stage*

Merk / Tipe : San xin / Vertical mount
 Tipe : Vertical mount
 Dimensi : Diameter 14 cm, tinggi 22 cm
 Refrigeran : R-12, R-22, R-500, R-502



Gambar 3.13 *Liquid receiver* yang digunakan pada (a) *high stage* dan (b) *low stage*

B. Alat Ukur yang Digunakan

1. *Thermocontrol*

Sebagai alat untuk menampilkan ukuran temperatur yang sedang diukur secara digital.

2. *Pressure Gauge*

High pressure : 0-35 bar atau 0-500 psi

Low pressure : 0-17.5 bar atau 0-250 psi

3. *Amperemeter dan Cosphimeter*

Digunakan untuk mengukur arus listrik dan *cosphi* yang dibutuhkan kompresor HS dan LS.

4. *Voltmeter*

Digunakan untuk mengukur tegangan listrik yang dibutuhkan kompresor *high stage* dan *low stage*.

5. *Anemometer*

Digunakan untuk mengukur laju kecepatan udara pada *fan* kondensor.

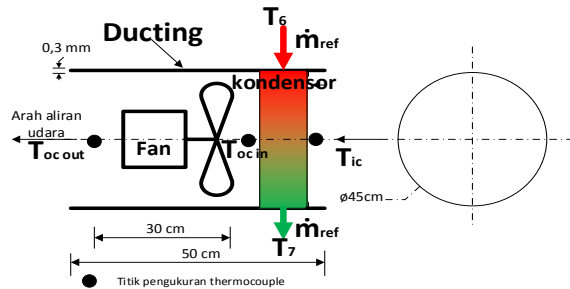
6. *Thermocouple*

Digunakan untuk mengukur temperatur pada permukaan pipa.

3.1.4 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan untuk mendapatkan informasi yang dibutuhkan dalam penyelesaian permasalahan. Data yang didapatkan berupa temperatur dan tekanan dari setiap *stage* untuk setiap refrigeran yang diambil langsung dari peralatan uji pada setiap variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor HS. Juga diambil data kecepatan udara pada kondensor HS serta tegangan dan arus listrik pada kompresor. Pengujian dilakukan secara bergantian dari satu variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor HS ke variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor HS lainnya.

Lalu metode pengukuran tekanan dan kecepatan udara pada *ducting* ditunjukkan pada gambar dibawah:



Gambar 3.14 Metode pengukuran temperatur dan kecepatan udara pada *ducting* kondensor *high stage*

Pada gambar 3.12 dapat dilihat posisi pengukuran temperatur dan kecepatan udara dalam *ducting*. Udara mengalir yang dihisap *fan* dari *Tic*, kemudian melalui kondensor dan dikeluarkan kembali hingga posisi *Toc in* dan *out*. Kecepatan udara diukur dengan menggunakan anemometer. Sedangkan untuk pengukuran temperatur menggunakan thermocouple. Jarak titik pengukuran dapat dilihat pada gambar 3.12.

3.1.5 Pengolahan Data

Setelah didapat data dari hasil percobaan, maka data tersebut dapat diolah dengan cara menghitung kebutuhan daya kompresor, menghitung laju aliran massa refrigeran (\dot{m}_{ref}). Menghitung kapasitas pendinginan, kapasitas pendinginan adalah jumlah panas yang diserap refrigeran saat melalui evaporator pada *low-stage*, menghitung kerja nyata kompresor, menghitung koefisien prestasi (COP), menghitung rasio pengeluaran kalor (Heat Rejection Ratio) (HRR), dan menghitung *effectiveness* pada alat penukar kalor.

3.1.6 Menganalisa dan Mengamati Hasil Perhitungan

Dari hasil perhitungan diatas dapat diamati dan dianalisa karakteristik sistem refrigerasi *cascade*, dan karakteristik dari alat penukar kalor yang digunakan pada sistem refrigerasi *cascade*.

3.1.7 Pengambilan Kesimpulan

Dari hasil penelitian ini dapat diambil kesimpulan berdasarkan hasil karakteristik sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan alat penukar kalor tipe konsentris. Sehingga dapat dijadikan sebagai acuan untuk pengembangan sistem refrigerasi *cascade* selanjutnya.

3.2 Prosedur Pengujian

Prosedur dalam pengujian ini adalah sebagai berikut terdiri dari dua langkah, yaitu langkah persiapan dan langkah pengujian.

3.2.1 Langkah Persiapan

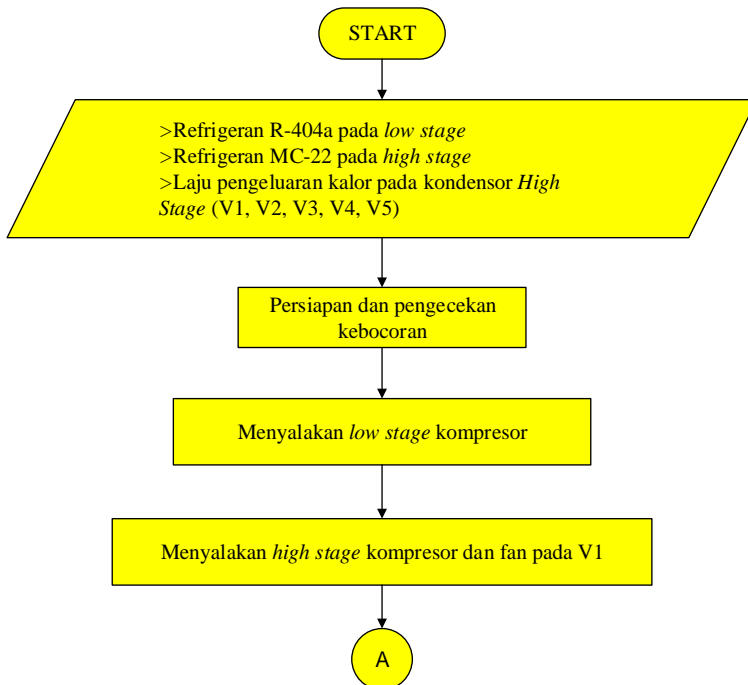
- Pastikan semua kondisi kelistrikan dalam keadaan siap.
- Koreksi setiap alat ukur dan sesuaikan dengan acuan.
- Melakukan pemvakuman menggunakan pompa vakum selama 20 menit untuk mengeluarkan uap air dari sistem.
- Mengisi refrigeran musicool 22 di *high-stage* dan R-404A di *low-stage* sesuai dengan perbandingan kompresi kompresor.
- Persiapkan pengaturan laju pengeluaran kalor pada kondensor untuk variasi.

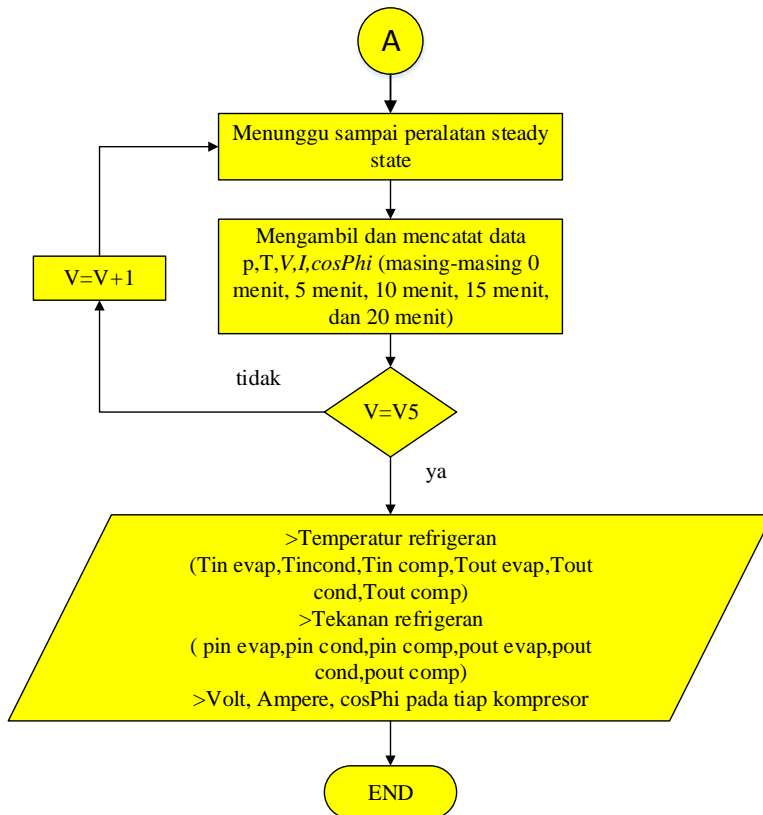
3.2.1 Langkah Pengujian

- Hidupkan kompresor HS dan LS sampai kondisi *steady state*.

- Atur variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor dengan kecepatan aliran udara sebagai berikut :
 1. Kecepatan 1 = 0,7 m/s
 2. Kecepatan 2 = 1,7 m/s
 3. Kecepatan 3 = 2 m/s
 4. Kecepatan 4 = 2,4 m/s
 5. Kecepatan 5 = 2,8 m/s
- Pengamatan dilakukan sampai sistem dalam keadaan stabil. Stabilitas sistem tercapai apabila laju aliran refrigeran dan bacaan setiap alat ukur telah stabil.
- Amati dan catat semua bacaan alat ukur.

3.3 Diagram Alir Pengambilan Data





Gambar 3.15 Diagram alir pengambilan dat

BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

4.1 Variasi Penelitian

Pengambilan data dilakukan dengan cara memberikan variasi nilai kecepatan udara dari *fan* pada kondensor *high stage* dengan nilai 0,7 m/s, 1,7 m/s, 2 m/s, 2,4 m/s, dan 2,8 m/s. Data hasil percobaan dan hasil perhitungan dapat dilihat pada lampiran.

4.2 Perhitungan Data

4.2.1 Contoh Data Perhitungan

Untuk contoh perhitungan data, digunakan satu contoh data, yaitu pada kecepatan udara paling besar dengan nilai 2,8 m/s. Data-data yang diperoleh dengan luas *ducting* kondensor (3,14 x 0,45 m x 0,5 m) = 0,706 m² adalah sebagai berikut:

Tabel 4.1 Data percobaan pada kecepatan udara 2,8 m/s

LOW STAGE				HIGH STAGE			
TEMPERATUR (°c)							
T _{in comp}	T _{in cond}	T _{out cond}	T _{in evap}	T _{in comp}	T _{in cond}	T _{out cond}	T _{in evap}
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
-25.5	70.2	-1.3	-37.8	13.5	80.6	32.2	-2.9
TEKANAN (psi)							
P _{in comp}	P _{in cond}	P _{out cond}	P _{in evap}	P _{in comp}	P _{in cond}	P _{out cond}	P _{in evap}
P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8
1	90	90	3	47	194	176	47

Temperatur masuk evaporator HS -2.9 °C dan temperatur keluar evaporator HS 13.5 °C perhitungan untuk entalpinya berdasarkan tabel tekanan. Begitu juga dengan temperatur keluar kondensor LS -1.3 °C perhitungan entalpinya juga berdasarkan tabel tekanan. Sedangkan untuk perhitungan pada temperatur masuk kondensor LS 70,2 °C, entalpinya berdasarkan temperatur

dan tekanan. Asumsi di atas juga digunakan untuk masing-masing variasi laju pengeluaran kalor kondensor *high stage*.

Pada tabel 4.1 dapat dilihat data temperatur dan tekanan di setiap masing-masing titik. Pada HS maupun LS nilai yang dihasilkan merupakan hasil dari sistem kompresi uap, mula-mula pada data hasil pengukuran T5 dan P5 (temperatur dan tekanan refrigeran HS pada saat keluar evaporator) akan dikompresikan, sehingga T6 dan P6 (tekanan dan temperatur refrigeran HS pada saat keluar kompresor) mengalami kenaikan. Lalu refrigeran akan berkondensasi di kondenser sehingga T7 dan P7 akan turun (tekanan dan temperatur refrigeran HS pada saat keluar kondensor). Lalu setelah proses ekspansi, P8 akan turun, turunnya tekanan pada P8 juga akan mengakibatkan temperatur pada T8 juga akan turun (tekanan dan temperatur refrigeran HS pada saat masuk evaporator). Proses yang sama pun terjadi pada LS, mula-mula T1 dan P1 akan dikompresi untuk menghasilkan T2 dan P2, lalu setelah mengalami proses kondensasi T3 dan P4, akan diekspansi menjadi T4 dan P4 (tekanan dan temperatur refrigeran LS pada saat masuk evaporator).

Konversi satuan tekanan dilakukan untuk memudahkan dalam pencarian propertis refrigeran, Konversi dilakukan dengan mengubah satuan tekanan dari psi menjadi bar dengan cara mengalikan nilai tekanan satuan psi dengan angka 0,06894757. Hal ini dilakukan untuk memudahkan plot data-data yang diperoleh kedalam grafik P-h diagram. Hasil dari konversi data tekanan diperoleh sebagai berikut :

Tekanan keluar evaporator (P_5) = $47 \text{ psi} \times 0,06894757 = 4,24 \text{ bar}$ (ditambah 1 bar agar didapat tekanan absolut).

4.2.2 Perhitungan Pada Udara

- Mencari Propertis Udara

Sesuai dengan data hasil percobaan, terdapat tiga titik pada *outlet ducting* kondensor dan satu titik pada *inlet ducting* kondensor yang diketahui temperaturnya. Sehingga didapatkan temperatur rata-rata :

$$T_{\text{outlet udara}} = \frac{T_{OC \text{ in}} + T_{OC \text{ out}}}{2}$$

$$T_{\text{outlet udara}} = \frac{34 + 32,6}{2} = 33,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kemudian bisa didapatkan T_{mean} dari *inlet* dan *outlet* kondensor, temperatur tersebut akan digunakan untuk mencari propertis udara.

$$T_{\text{udara}} = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{outlet udara}}}{2}$$

$$T_{\text{udara}} = \frac{28,8 + 33,3}{2} = 31,05 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Pencarian propertis udara dilakukan berdasarkan tabel A-4 pada buku *Fundamentals of Heat and mass transfer* karangan Frank P.Incropera.

Sesuai dengan data propertis udara pada tabel 4.1, dengan suhu $31,05 \text{ }^{\circ}\text{C} + 273 = 304,05 \text{ K}$, maka dengan interpolasi antara suhu 300 K dengan 350 K kemudian didapatkan $\rho = 1,148 \text{ kg/m}^3$; $C_p = 1,0072 \text{ kJ/kg.K}$; $\mu = 0,00001865116 \text{ N.s/ m}^2$; $Pr = 0,706$; $K_f = 0,027$.

-Menghitung Laju Aliran Massa Udara

Pemberian *ducting* bertujuan untuk memudahkan perhitungan laju alir massa udara. Luas permukaan *inlet* ($0,35 \text{ m} \times 0,45 \text{ m}$) = $0,1575 \text{ m}^2$ dan luas selimut *outlet ducting* kondensor adalah ($3,14 \times 0,45 \text{ m} \times 0,5 \text{ m}$) = $0,706 \text{ m}^2$, sedangkan kecepatan udara pada *ducting* kondensor adalah 2,8 m/s. dengan nilai rapat massa udara yang diketahui, maka nilai laju alir massa udara dapat dihitung dengan persamaan:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A_{\text{inlet}}$$

Dengan memasukkan nilai rapat massa, kecepatan, dan luas permukaan *ducting* kondensor maka diperoleh nilai laju alir massa udara sebagai berikut :

$$\dot{m} = 1,144 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2,83 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,1575 \text{m}^2 = 0,51 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

-Menghitung *Losses* Panas Pada Permukaan Pipa *Ducting*

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = h \times A \times \Delta T_{\text{lmtd}}$$

$$Re_D = 4 \frac{\dot{m}}{\pi D \mu}$$

$$Re_D = \frac{4 \times 0,51 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{3,14 \times 0,45 \text{ m} \times 0,0001865116 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2} = 77.658$$

$$Re_D > 4000 \text{ (aliran turbulen)}$$

$$Nu_D = 0,0265 Re_D^{4/5} Pr^{0,3} \quad (T_s < T_{oc})$$

$$Nu_D = 0,0265 \times 77.658^{4/5} \times 0,706^{0,3} = 195.038$$

$$h = \frac{Nu_D K f}{D} = \frac{194,096 \times 0,027 (\text{W}/\text{m} \cdot \text{K})}{0,45 \text{ m}} = 11,529 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = 11,53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot \text{K} \times \pi \times 0,45 \times 0,50 \text{ m}^2 \left(\frac{(34 - 29) - (32,6 - 29)}{\ln \left[\frac{(34 - 29)}{(32,6 - 29)} \right]} \right) \text{K}$$

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = 0,035 \text{ kW}$$

-Menghitung Panas yang Diserap Udara Dari Refrigeran

Udara yang melewati kondensor akan menyerap panas yang dibawa oleh refrigeran. Dengan mengetahui *losses* panas yang terjadi pada permukaan pipa *ducting*, laju aliran massa udara, kalor spesifik, serta selisih suhu *inlet* dan *outlet* maka dapat diketahui besarnya panas yang diserap oleh udara.

$$\dot{Q}_{\text{udara}} = \{\dot{m}_{\text{udara}} \times C_p \times \Delta T\} + \dot{Q}_{\text{loss}}$$

$$\dot{Q}_{\text{udara}} = \{0,51 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1,0072 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (33,3 - 28,8) \text{K}\} + 0,035 \text{ kJ/s}$$

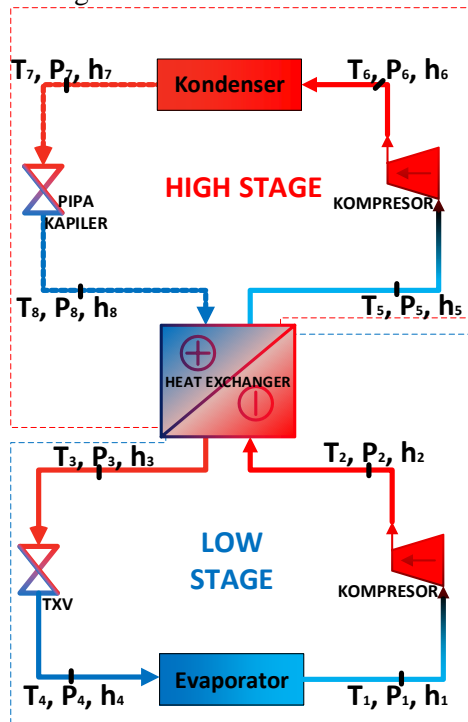
$$\dot{Q}_{\text{udara}} = 2,354 \text{ kW}$$

4.2.3 Perhitungan Pada Refrigeran

-Mencari propertis refrigeran

Propertis refrigeran yang digunakan berdasarkan pada sebuah program *software coolpack*. Untuk R-404A menggunakan R404A sedangkan untuk MC-22 menggunakan R-290 hal ini karena belum adanya *software* untuk musicool sedangkan kandungan kimia dari musicool terdiri dari propana dan iso butana sehingga hampir mirip dengan R-290 yaitu mengandung propana.

Adapun tabel propertis untuk setiap jenis refrigeran yang digunakan terdapat dalam lampiran, dari pencarian tersebut dapat diperoleh nilai sebagai berikut :



Gambar 4.1 Gambar sistem refrigrasi *cascade*

Keterangan : T = Temperatur refrigeran.
 P = Tekanan refrigeran.
 h = Entalpi.

Nilai untuk fase *saturated vapour* dan *saturated liquid* didapatkan berdasarkan tabel tekanan.

Low Stage R-404A

- $h_1 = 355,477 \text{ kJ/kg}$
- $h_2 = 432,647 \text{ kJ/kg}$
- $h_3 = 198,159 \text{ kJ/kg}$
- $h_4 = 198,159 \text{ kJ/kg}$

High Stage Musicool 22

- $h_5 = 599,544 \text{ kJ/kg}$
- $h_6 = 700,519 \text{ kJ/kg}$
- $h_7 = 283,239 \text{ kJ/kg}$
- $h_8 = 283,239 \text{ kJ/kg}$

4.2.4 Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigeran

- *High Stage*

Perhitungan nilai laju aliran massa refrigeran didasarkan pada kesetimbangan energi pada kondensor. Pemberian *ducting* pada kondensor bertujuan untuk memudahkan perhitungan tersebut. Prinsip kesetimbangan energi yang digunakan untuk menghitung laju aliran massa refrigeran adalah dengan menyamakan antara panas yang dikeluarkan oleh refrigeran pada kondensor dengan panas yang diterima oleh udara yang melewati *fin* kondensor.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{KondensorHS} &= \dot{Q}_{udara} \\ m_{HS}(h_6 - h_7) &= \dot{Q}_{udara}\end{aligned}$$

Sesuai dengan perhitungan sebelumnya \dot{Q}_{udara} bernilai $\dot{Q}_{udara} = 2,319 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$ dan nilai dari h_6 dan h_7 diketahui, maka :

$$\dot{m} \left(700,519 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 283,239 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 2,354 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{m} = \frac{2,354 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(\left(700,519 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 283,239 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}$$

$$\dot{m}_{HS} = 0,0056 \text{ kg/s}$$

- *Low Stage*

Perhitungan nilai laju aliran massa refrigeran didasarkan pada kesetimbangan energi pada *heat exchanger*. Dengan mengasumsikan tidak ada *heat loss*.

$$\dot{Q}_{KondensorLS} = \dot{Q}_{EvaporatorHS}$$

$$\dot{m}_{LS}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{HS}(h_5 - h_8)$$

$$\dot{m}_{LS} \left(432,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 198,16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 0,0056 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(599,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 283,24 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\dot{m}_{LS} = 0,0076 \text{ kg/s}$$

4.2.5 Perhitungan \dot{Q} Evaporator LS

Nilai dari panas yang diserap refrigeran pada evaporator LS dapat diketahui dengan mengalikan laju alir massa refrigeran LS dengan selisih entalpi pada evaporator.

$$\dot{Q}_{evaporator} = \dot{m}_{LS}(h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{evaporator} = 0,0076 \text{ kg/s} \left(355,477 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 198,159 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\dot{Q}_{evaporator} = 1,197 \text{ kW}$$

4.2.6 Perhitungan \dot{w} Input Kompresor

\dot{w} kompresor adalah daya yang dibutuhkan oleh kompresor. Besarnya nilai daya aktual yang dibutuhkan kompresor dapat diperoleh dengan mengalikan massa alir

refrigeran LS maupun HS tergantung kompresor yang digunakan. Adapun perhitungannya adalah sebagai berikut :

- *High Stage*

$$\dot{w}_{HS}kompresor = \dot{m}_{HS}(h_6 - h_5)$$

$$\dot{w}_{HS}kompresor = 0,0056 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (700,52 - 599,54) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{w}_{HS}kompresor = 0.569 \text{ kW}$$

- *Low Stage*

$$\dot{w}_{LS}kompresor = \dot{m}_{LS}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{w}_{LS}kompresor = 0,0076 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (432,65 - 355,48) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{w}_{LS}kompresor = 0,587 \text{ kW}$$

- W kompresor total

$$\dot{w}_{total} = \dot{w}_{LS}kompresor + \dot{w}_{HS}kompresor$$

$$\dot{w}_{total} = 0,587 \text{ kW} + 0.569 \text{ kW}$$

$$\dot{w}_{total} = 1,157 \text{ kW}$$

4.2.7 Perhitungan \dot{Q} Kondensor HS

Panas yang dikeluarkan oleh kondensor dapat dihitung dengan cara mengalikan laju alir massa refrigeran dengan selisih *enthalpy* pada kondensor.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{HS}(h_6 - h_7)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 0,0056 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(700,519 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 283,239 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 2,354 \text{ kW}$$

4.2.8 Perhitungan COP Sistem Cascade

Nilai COP actual diperoleh dengan membandingkan antara panas yang diserap oleh refrijeran pada evaporator ($Q_{\text{evaporator}}$) dengan daya kompresor total .

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporator}}}{\dot{w}_{\text{total kompresor}}}$$

$$COP = \frac{1,197 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{1,157 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}$$

$$COP = 1,035$$

4.2.9 Perhitungan Heat Rejection Ratio (HRR) Sistem Cascade

Heat Rejection Ratio adalah perbandingan antara panas yang dibuang oleh sistem dengan panas yang diserap oleh sistem. Dalam hal ini, panas dibuang oleh kondensor dan diserap oleh evaporator. Nilai dari *Heat Rejection Ratio* diperoleh dengan membandingkan nilai $Q_{\text{kondensor}}$ dengan nilai $Q_{\text{evaporator}}$.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{\text{kondensorHS}}}{\dot{Q}_{\text{evaporatorLS}}}$$

$$HRR = \frac{2,354 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{1,197 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}$$

$$HRR = 1,966$$

4.2.10 Perhitungan C_c (MC-22)

Data yang didapatkan, $T = 5,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ dan $P = 3,24 \text{ Bar}$, Sehingga C_{pc} dapat dicari dengan menggunakan software *coolpack* dan didapatkan $C_{pc} = 1,744 \text{ kJ/kg.K}$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{pc}$$

$$C_c = 0,0056 \text{ kg/s} \times 1,744 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_c = 0,00983 \text{ kW/K}$$

4.2.11 Perhitungan Ch (R-404a)

Data yang didapatkan, $T = 34,45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ dan $P = 6,205 \text{ Bar}$, Sehingga C_{ph} dapat dicari dengan menggunakan software *coolpack* dan didapatkan $C_{pc} = 0,9803 \text{ kJ/kg}$

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p_h}$$

$$C_h = 0,0076 \text{ kg/s} \times 0,9803 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_h = 0,00746 \text{ kW/K}$$

4.2.12 Menentukan Cmin

Cmin adalah nilai terkecil diantara Cc dan Ch. Dari hasil perhitungan di atas dapat dilihat nilai $C_c > C_h$ atau $0,00983 > 0,00746$. Sehingga yang dijadikan sebagai Cmin untuk perhitungan q_{max} adalah Ch.

4.2.13 Perhitungan Effectiveness (ε)

$$q_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci})$$

$$q_{max} = 0,00746 \text{ kW/K} (70,2 \text{ }^{\circ}\text{C} - (-2,9) \text{ }^{\circ}\text{C}) \times 1000 [\text{W/kW}]$$

$$q_{max} = 545,304 \text{ watt}$$

dan

$$q = C_h(T_{hi} - T_{ho})$$

$$q = 0,00746 \text{ kW/K} (70,2 \text{ }^{\circ}\text{C} - (-1,3) \text{ }^{\circ}\text{C}) \times 1000 [\text{W/kW}]$$

$$q = 533,369 \text{ watt}$$

Maka didapatkan,

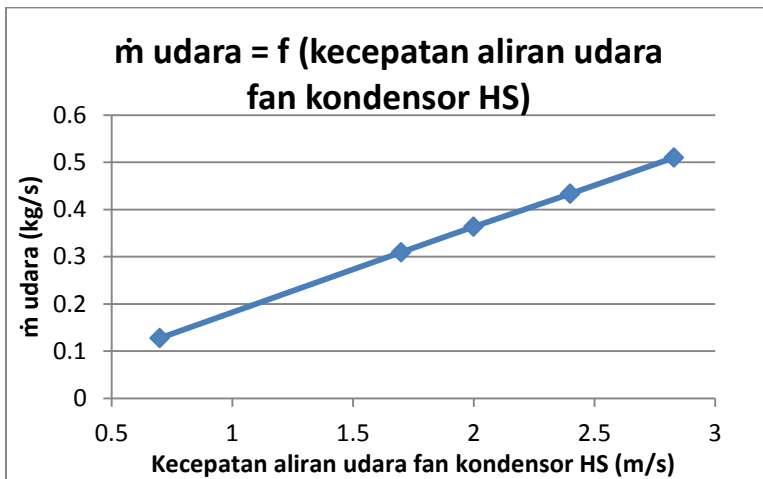
$$\varepsilon = \frac{q}{q_{maks}} \times 100 \%$$

$$\varepsilon = \frac{533,369 \text{ watt}}{545,304 \text{ watt}} \times 100 \%$$

$$\varepsilon = 97,81 \%$$

4.3 Pembahasan Grafik

4.3.1 Pengaruh Kecepatan Aliran Udara *Fan* Kondensor HS Terhadap \dot{m} udara



Gambar 4.2 Grafik pengaruh kecepatan aliran udara *fan* kondensor HS terhadap \dot{m} udara

Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik memiliki tren yang semakin naik, nilai \dot{m} udara naik seiring dengan bertambah besarnya laju aliran udara pada kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$\dot{m}_{udara} = v_{udara} \times A_{duct} \times \rho_{udara} \quad (2.5)$$

Dimana,

\dot{m}_{udara} = Laju aliran massa udara yang melewati kondensor *high stage* (kg/s)

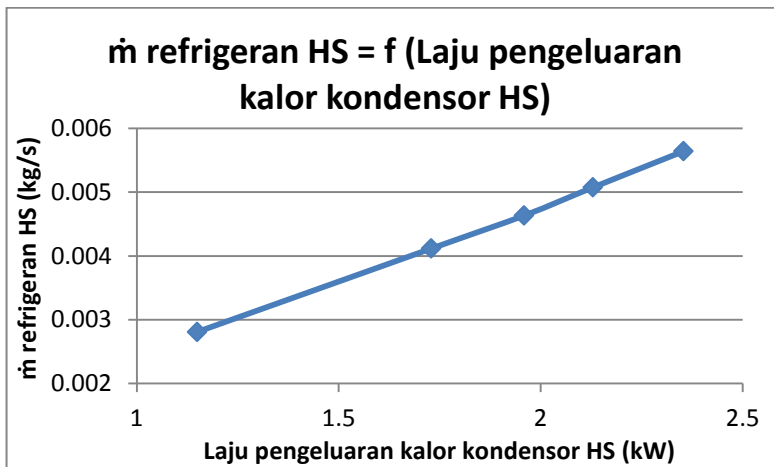
v_{udara} = kecepatan udara melewati kondensor *high stage* (m/s)

A_{duct} = Luas penampang ducting kondensor *high stage* (m²)

ρ_{udara} = Massa jenis udara (kg/m³)

Dari persamaan di atas ketika laju aliran udara kondensor *high stage* semakin besar nilai luasan dan massa jenis udara yang relatif konstan maka akan menyebabkan nilai \dot{m} udara semakin besar karena berbanding lurus.

4.3.2 Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap \dot{m} refrigeran HS



Gambar 4.3 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap \dot{m} refrigeran HS

Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik memiliki tren yang semakin naik, nilai \dot{m} refrigeran HS naik seiring dengan bertambah besarnya laju pengeluaran kalor kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{m}_{udara} \times C p_{udara} \times (T_{oc} - T_{ic}) + \dot{Q}_{loss}}{(h_6 - h_7)} \quad (2.15)$$

dimana :

\dot{m}_{udara} = Laju aliran massa udara *high stage* (kg/s)

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

Cp_{udara} = Kalor spesifik dari udara (kJ/kg.K)

T_{oc} = Temperatur udara keluar kondensor *high stage* ($^{\circ}\text{C}$)

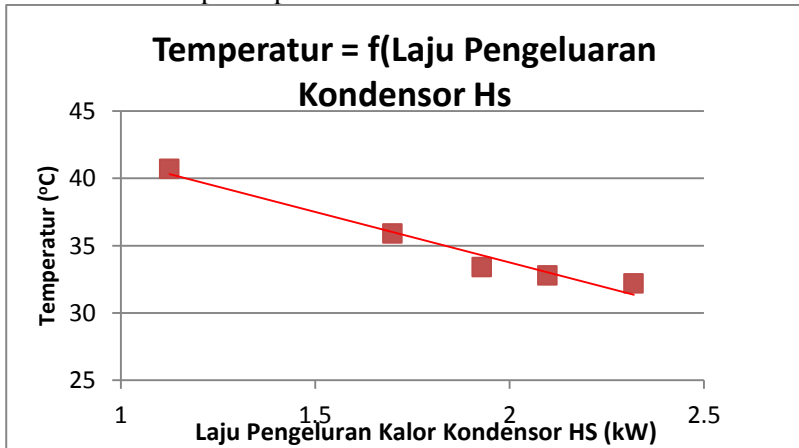
T_{ic} = Temperatur udara masuk kondensor *high stage* ($^{\circ}\text{C}$)

$h_6 \& h_7$ = Entalpi refrigeran masuk & keluar kondensor *high stage* (kJ/kg)

Pada saat nilai \dot{m} udara semakin besar, maka nilai \dot{m} refrigeran HS akan bertambah besar juga karena berbanding lurus dengan \dot{m} udara.

4.3.3 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Tekanan dan Temperatur Kondensasi HS

- Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap temperatur kondensasi

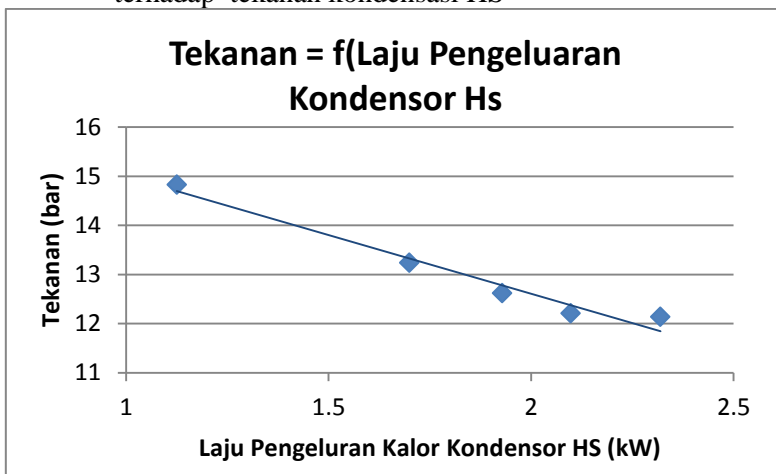


Gambar 4.4 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor terhadap temperatur kondensasi HS

Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik temperatur memiliki tren yang cenderung turun, nilai temperatur kondensasi refrigeran HS semakin kecil seiring dengan kenaikan laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor HS bertambah besar, maka mengakibatkan kalor yang dikeluarkan oleh kondensor semakin banyak. Sehingga temperatur kondensor HS mengalami penurunan, seperti terlihat pada grafi di atas.

- Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor hs terhadap tekanan kondensasi HS



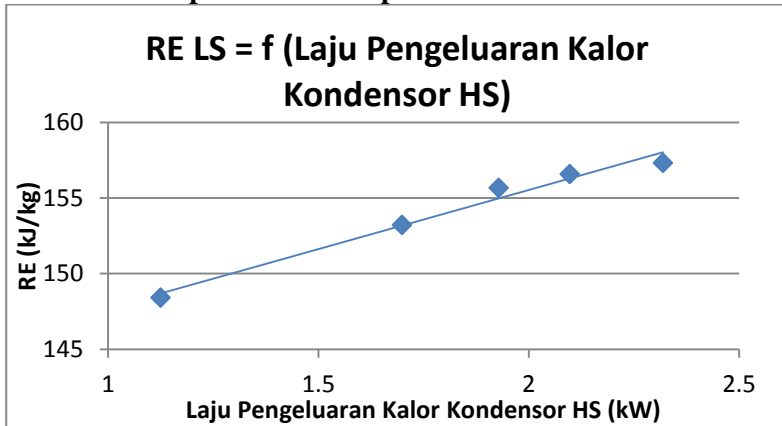
Gambar 4.5 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor terhadap tekanan kondensasi HS

Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik tekanan memiliki tren yang cenderung turun, nilai tekanan kondensasi refrigeran HS semakin kecil seiring dengan kenaikan laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor HS bertambah besar, maka mengakibatkan kalor yang dikeluarkan

oleh kondensor semakin banyak. Sehingga tekanan yang berbanding lurus dengan temperatur kondensasi HS mengalami penurunan.

4.3.4 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap RE Pada Evaporator LS



Gambar 4.6 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor kondensor HS terhadap RE pada evaporator LS

Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik memiliki tren yang cenderung naik, nilai efek refrigerasi (RE) naik seiring dengan naiknya nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*.

Beban di dalam ruangan yang diisolasi akan memberikan kalornya kepada refrigeran pada evaporator. Refrigeran akan mengalami proses penguapan yang akan mengakibatkan perubahan entalpi dari sebelum masuk evaporator dan setelah keluar. Perubahan entalpi ini dapat disebut sebagai efek refrigerasi. Nilai efek refrigerasi cenderung semakin besar seiring dengan adanya kenaikan nilai laju aliran udara pendingin pada kondensor. Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$RE = h_1 - h_4$$

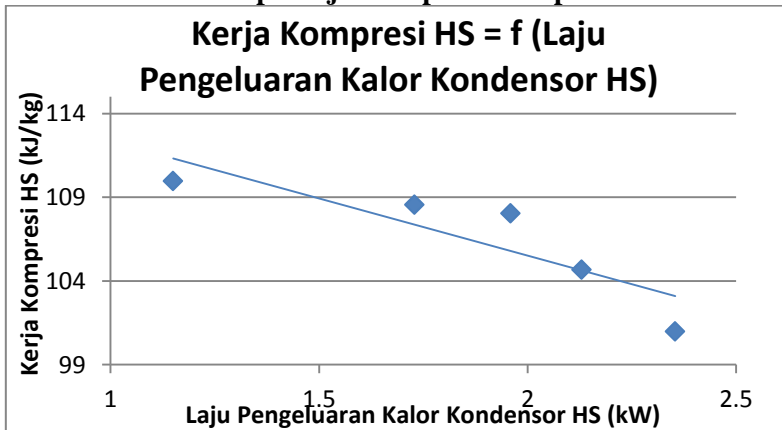
dimana :

h_4 = Entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

h_1 = Entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

Ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka banyak kalor yang dibuang ke lingkungan yang menyebabkan kapasitas refrigerasi semakin besar. Jika perubahan nilai m dalam hal ini diabaikan karena terlalu kecil, maka nilai selisih entalpi pada evaporator akan semakin besar. Sehingga nilai efek refrigerasi semakin besar.

4.3.5 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kerja Kompresi Kompresor HS



Gambar 4.7 Grafik Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kerja kompresi kompresor HS

Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin turun, nilai kerja kompresi kompresor *high stage* turun seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*.

Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$W_{HS} = (h_6 - h_5)$$

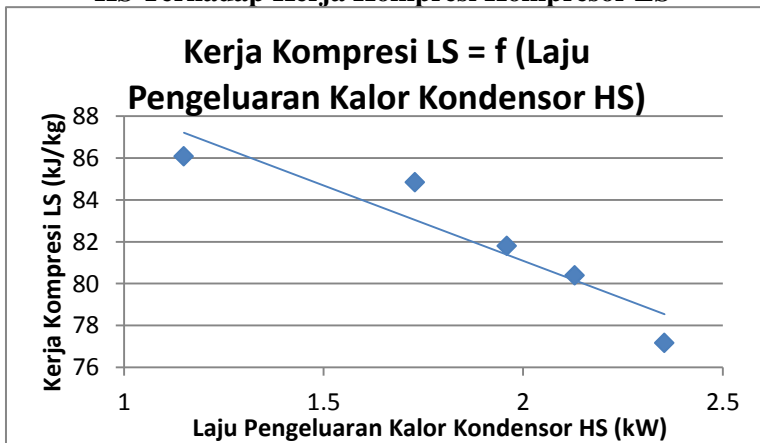
dimana :

h_5 = Entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_6 = Entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Kerja kompresi semakin turun karena ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka banyak kalor yang dibuang ke lingkungan. Hal ini menyebabkan penurunan temperatur pada *suction* (T5) dan *discharge* (T6) kompresor HS. Namun penurunan temperatur pada T6 lebih signifikan daripada T5. Hal ini menyebabkan selisih temperatur kompresi yang semakin mengecil. Nilai temperatur *superheated* berbanding lurus dengan nilai entalpi. Sehingga kerja kompresi kompresor semakin kecil sesuai dengan teori pada Stoecker halaman 204 ^[16].

4.3.6 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kerja Kompresi Kompresor LS



Gambar 4.8 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kerja kompresor LS

Pada grafik di atas terlihat tren yang cenderung semakin turun, nilai kerja kompresi kompresor *low stage* turun seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor pada kondensor *high*

stage. Kenaikan dari laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* akan menurunkan kerja kompresi dari kompresor *low stage*.

Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$W_{ls} = (h_2 - h_1)$$

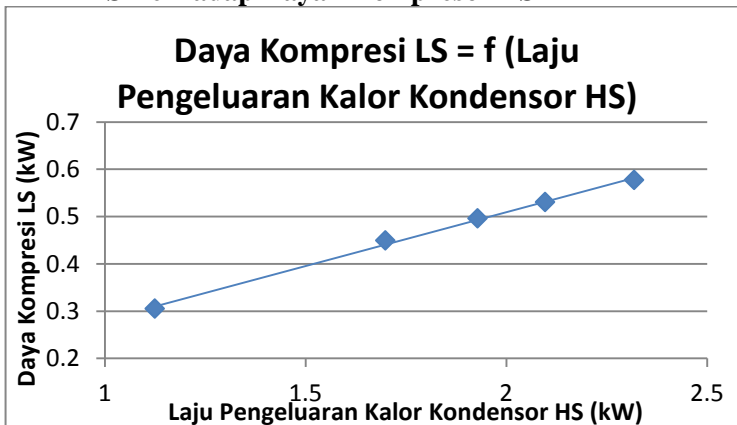
dimana :

h_1 = Entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_2 = Entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka banyak kalor yang dibuang ke lingkungan. Hal ini menyebabkan penurunan temperatur pada *suction* (T1) dan *discharge* (T2) kompresor LS. Namun penurunan temperatur pada T2 lebih signifikan daripada T1. Sehingga hal ini menyebabkan selisih temperatur kompresi yang semakin mengecil. Nilai temperatur *superheated* berbanding lurus dengan nilai enthalphi. Sehingga kerja kompresi kompresor semakin kecil. Hal ini sesuai dengan teori pada buku refrigerasi dan pengkondisian karangan Stoecker halaman 204 ^[16].

4.3.7 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Daya Kompresor LS



Gambar 4.9 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap daya kompresor LS

Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin naik, nilai daya kompresor LS semakin besar seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} x (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

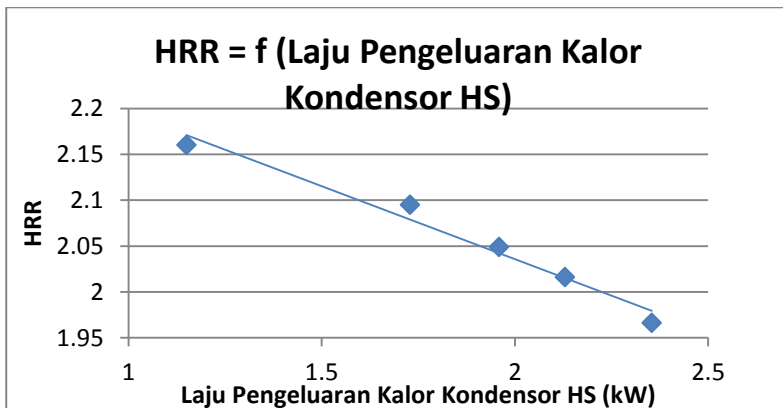
dimana :

h_1 = Entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_2 = Entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka menyebabkan temperatur kondensor LS semakin kecil. Temperatur kondensor ini menyebabkan nilai laju alir massa LS semakin besar. Sehingga kompresor LS membutuhkan daya yang semakin besar agar dapat mengkompresi refrigeran sesuai dengan kemampuan rasio kompresinya. Hal ini sesuai dengan teori pada buku refrigerasi dan pengkondisian karangan Stoecker^[16].

4.3.8 Pengaruh Temperatur Kondensor HS Terhadap HRR

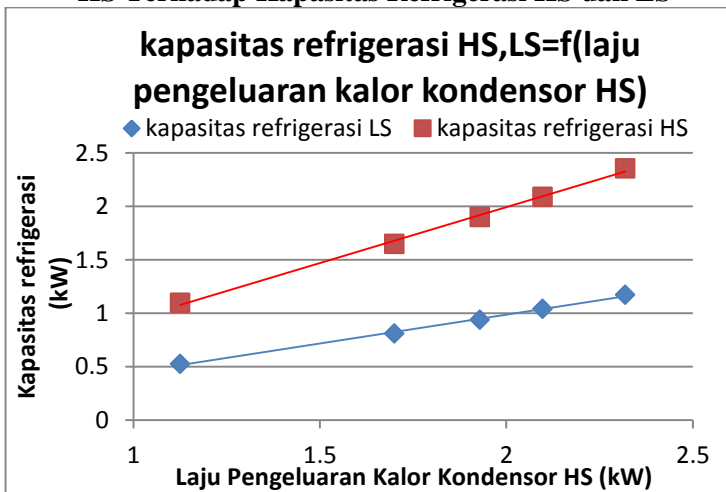


Gambar 4.10 Grafik pengaruh temperatur kondensor HS terhadap HRR

Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin turun, nilai *heat rejection ratio* (HRR) semakin turun seiring dengan naiknya temperatur kondensor *high stage*. Hal ini tidak sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

HRR seharusnya menjadi naik karena laju perpindahan kalor yang terjadi di dalam kondensor merupakan fungsi dari kapasitas refrigerasi, suhu penguapan serta suhu pengembunan. Kondensor harus dapat mengeluarkan energi yang diserap oleh evaporator serta kalor kompresi yang diberikan oleh kompresor. Namun pada saat laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka menyebabkan temperatur keluar kondensor yang semakin kecil. Namun, semakin kecil temperatur kondensor HS, pendinginan pada *heat exchanger* semakin baik dan menyebabkan temperatur keluaran refrigeran LS dari *heat exchanger* semakin kecil. Hal tersebut menyebabkan pendinginan Evaporator LS ikut bertambah besar dan HRR menjadi besar.

4.3.9 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kapasitas Refrigerasi HS dan LS



Gambar 4.11 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kapasitas refrigerasi HS, LS

Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin naik, nilai kapasitas refrigerasi naik seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Beban di dalam ruangan yang diisolasi memberikan kalornya kepada refrigeran pada evaporator. Refrigeran akan mengalami proses penguapan yang akan mengakibatkan perubahan entalpi dari sebelum masuk evaporator dan setelah keluar evaporator. Perubahan entalpi ini dapat disebut sebagai efek refrigerasi. Kapasitas refrigerasi adalah hasil kali antara efek refrigerasi dengan laju aliran masa refrigeran. Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad (2.2)$$

dimana :

\dot{Q}_{evap} = Kapasitas pendinginan (kW)

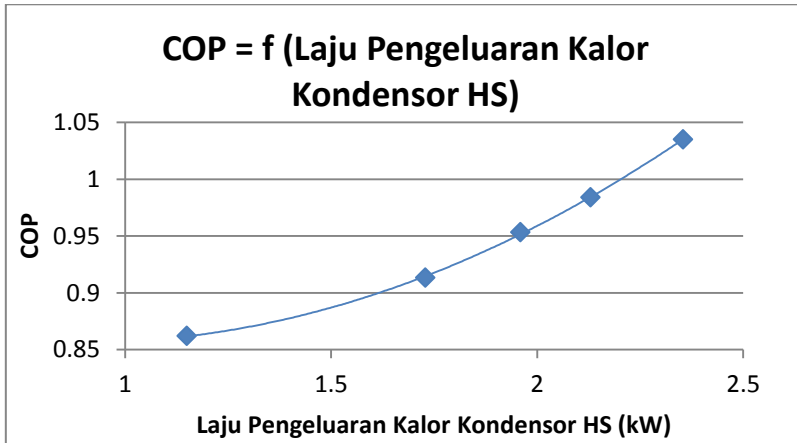
\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_4 = Entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

h_1 = Entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

Ketika laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka banyak kalor yang dibuang ke lingkungan. Sehingga menyebabkan temperatur kondensor semakin kecil. Temperatur kondensor yang turun akan menyebabkan nilai efek refrigerasi dan nilai kapasitas refrigerasi semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori pada buku refrigerasi dan pengkondisian udara karangan Stoecker halaman 203^[16].

4.3.10 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap COP

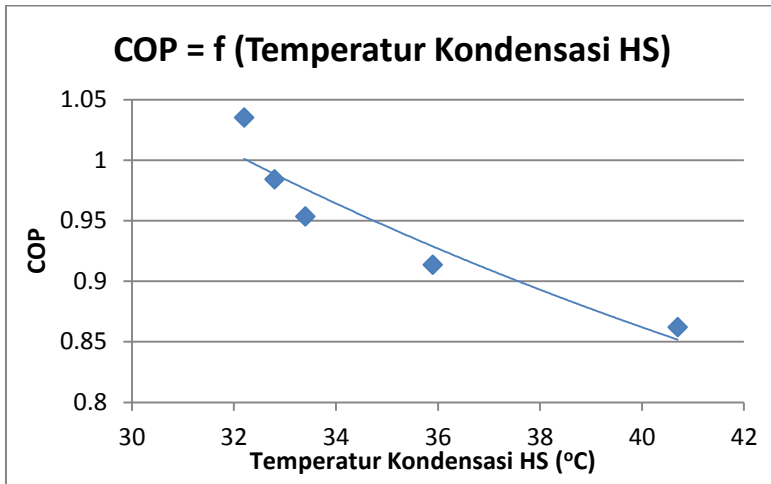


Gambar 4.12 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap COP

Pada grafik di atas terlihat tren yang cenderung semakin naik, nilai COP sistem *cascade* semakin besar seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*. Koefisien prestasi adalah bentuk penilaian dari suatu mesin refrigerasi. Semakin besar koefisien prestasi, maka semakin baik kerja suatu mesin pendingin.

Nilai koefisien prestasi yang semakin besar menunjukkan bahwa kerja mesin tersebut semakin baik. Besarnya COP dipengaruhi oleh efek refrigerasi dan kerja kompresi. Kenaikan kecepatan udara pendingin kondensor menyebabkan efek refrigerasi meningkat, sedangkan kerja kompresi mengalami penurunan sehingga nilai koefisien prestasi (COP) akan menjadi semakin naik.

4.3.11 Pengaruh Temperatur Kondensasi HS Terhadap COP

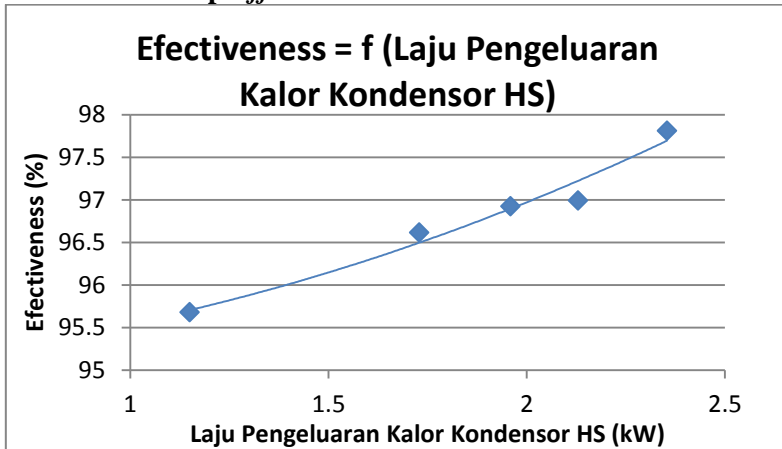


Gambar 4.13 Grafik pengaruh temperatur kondensor HS terhadap COP

Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin turun, nilai COP sistem *cascade* semakin kecil seiring dengan naiknya temperatur pada kondensor *high stage*.

Nilai koefisien prestasi yang semakin besar menunjukkan bahwa kerja mesin tersebut semakin baik. Besarnya COP dipengaruhi oleh efek refrigerasi dan kerja kompresi. Kenaikan kecepatan udara pendingin kondensor menyebabkan efek refrigerasi meningkat, sedangkan kerja kompresi mengalami penurunan sehingga nilai koefisien prestasi (COP) akan menjadi semakin naik.

4.3.12 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Kondensor HS Terhadap *Effectiveness* Alat Penukar Kalor *Cascade*



Gambar 4.14 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor kondensor HS terhadap *effectiveness* alat penukar kalor *cascade*

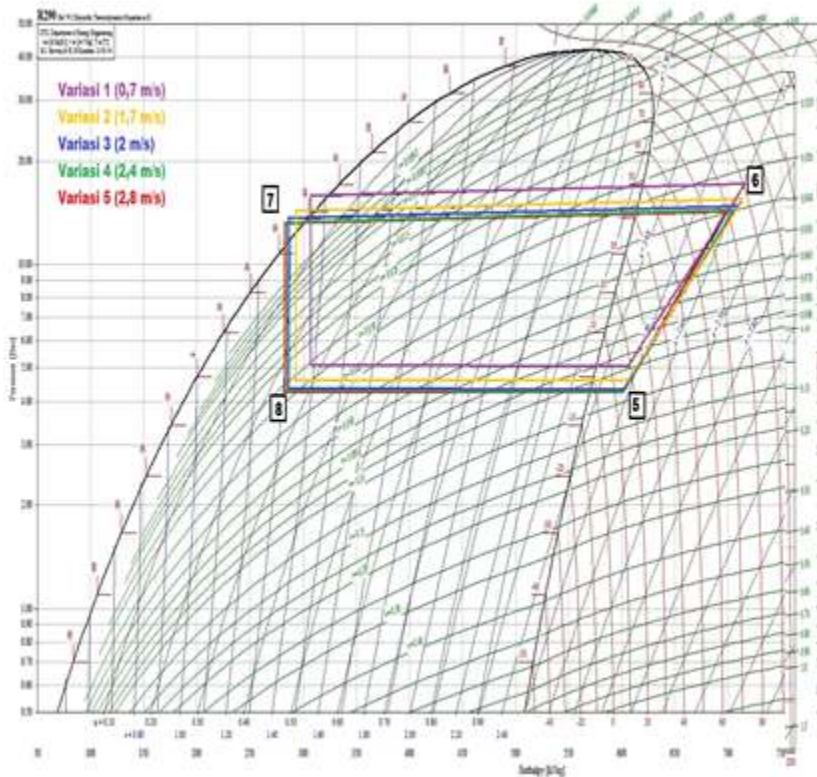
Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin naik. Nilai *effectiveness* semakin besar seiring meningkatnya laju perngeluaran kalor kondenser. Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$\varepsilon = \frac{q_{actual}}{q_{maks}} = \frac{Ch (Th,i - Th,o)}{C_{min}(Th,i - Tc,i)} \quad (2.29)$$

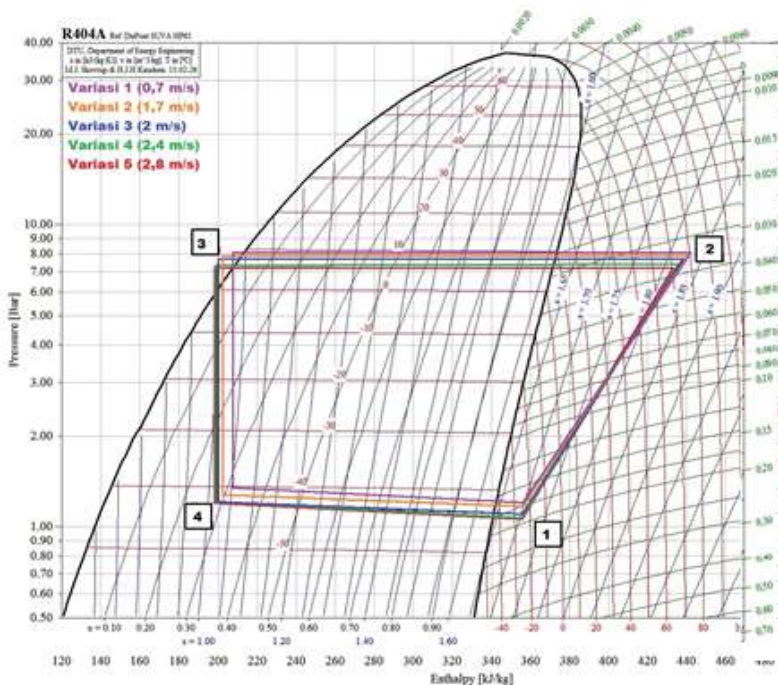
Nilai *effectiveness* alat penukar panas *plate heat exchanger* akan semakin naik seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor kondensor HS. Hal ini diakibatkan karena semakin besar laju pengeluaran kalor kondensor maka semakin meningkatnya laju aliran massa refrigeran dan kemampuan mendinginkan pada alat penukar panas *plate heat exchanger* akan semakin besar. Nilai q_{maks} naik secara konstan sedangkan q_{aktual} naik secara signifikan. Kenaikan q_{aktual} yang signifikan terjadi karena seiring dengan naiknya laju alir massa refrigeran dan selisih suhu Th_i dikurangi dengan Th_o lebih besar dibandingkan dengan selisih suhu Th_i dikurangi dengan Tc_i .

Kemampuan pendinginan dari evaporator HS pada *plate heat exchanger* bekerja konstan berdasarkan variasi kalor yang di buang di kondensor. Sedangkan LS yang bertemperatur lebih tinggi dapat diturunkan lebih cepat. Penurunan temperatur yang cenderung cepat tersebut terjadi karena perpindahan panas yang terjadi pada PHE lebih baik dibandingkan dengan pengaruh pergeluaran panas pada kondensor HS, sebagaimana dijelaskan oleh Fard dkk^[3].

4.3.13 P-h Diagram Refrigeran Pada HS dan LS



Gambar 4.15 P-h Diagram refrigeran Musicool 22 pada HS



Gambar 4.16 P-h diagram refrigeran R404A pada LS

Pada kedua diagram diatas terlihat bahwa tren sistem yang semakin bergeser ke kiri dan semakin turun untuk laju pengeluaran kalor yang semakin besar. Temperatur evaporasi cenderung semakin kecil dan terjadi penambahan selisih entalpi evaporator. Semakin tinggi putaran fan kondensor HS maka laju pengeluaran kalor kondensor akan semakin besar. Hal ini mengakibatkan uap refrigeran yang dikondensasi juga semakin banyak sehingga titik kondensasi bergeser ke kiri yaitu ke daerah *subcool*. Karena fase *liquid* yang dihasilkan oleh kondensor semakin banyak mengakibatkan pressure drop pada pipa kapiler semakin besar. Sehingga tekanan evaporasi akan semakin turun juga. Rasio kompresi yang cenderung konstan menyebabkan tekanan kondensasi semakin turun. Untuk gambar plot P-h diagram yang lebih jelas dapat di lihat pada lampiran I dan J.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari studi yang dilakukan serta pembahasan terhadap data yang didapatkan, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Temperatur dan tekanan kondensor HS semakin kecil dengan bertambahnya laju pengeluaran kalor pada kondensor HS yang mengakibatkan efek refrigerasi, kapasitas refrigerasi, dan koefisien prestasi akan semakin naik. Dengan turunnya temperatur kondensor HS maka *heat rejection ratio* (HRR) sistem cascade akan semakin turun. Dimana saat variasi kecepatan *fan* tertinggi 2,8 m/s, COP sistem sebesar 1,035, kapasitas refrigerasi sebesar 1,197 kW, HRR sistem sebesar 1,966, temperatur evaporator LS sebesar $-37,8^{\circ}\text{C}$, dan temperatur kabin terendah sebesar $-34,2^{\circ}\text{C}$.
2. Nilai *effectiveness* dari alat penukar kalor tipe *plate heat exchanger* semakin naik seiring dengan bertambahnya laju pengeluaran kalor kondensor HS. Nilai *effectiveness* terbesar adalah 97,81% pada saat kecepatan fan tertinggi 2,8 m/s.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk penyempurnaan penelitian yang sejenis adalah :

1. Sebaiknya pipa kapiler di *high stage* diganti dengan katup ekspansi TXV.
2. Pada sistem ditambahkan *flowmeter* agar data untuk nilai laju aliran massa refrigeran lebih akurat.
3. Untuk mendapat performa kerja yang lebih baik kompresor HS lebih baik di ganti.
4. Pada LS sebaiknya ditambahkan akumulator.

(halaman ini sengaja di kosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

Althouse, Andrew D., Tunquist, Carl K., and Bracciano, Alfred F. 2004. **Modern Refrigeration and Air Conditioning**. United State of America : The Goodheart-Willcox Compapny, Inc.^[1]

Apriyahanda , Onny. 2013. **Macam-Macam Heat Exchanger Alat Penukar Panas Bagian 1**. < <http://artikel-teknologi.com/macam-macam-heat-exchanger-alat-penukar-panas-bagian-1/>>.^[2]

Department of Mecanical Engineering Technical University of Denmark, 2000, **CoolPack Version 1.46**, Denmark : Technical University of Denmark.^[3]

Fard , Masoud H., Talaie, Mohammad R., And Nasr, Somaye., 2011. **Numerical and Experimental Investigation of Heat Transfer of Zno/Water Nanofluid In The Concentric Tube And Plate Heat Exchangers**. Thermal Science, Vol. 15, No. 1, pp. 183-194.^[4]

Hoşöz, Murat. 2004. **Performance Comparison Of Single-Stage And Cascade Refrigeration Systems Using R134a As The Working Fluid**. Turkey: Kocaeli University.^[5]

Moran, M.J and Howard N. Shapiro. 2000. **Fundamental of Engineering Thermodynamics**. John Wiley & Sons Inc. Chicester.^[6]

P.Incropera, Frank.,P.Dewitt, David.,L.Bergman, Theodore.,S.Lavine, Adrienne. 2007. **Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition**. Asia : John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.^[7]

Heat Exchanger : B8Tx12. **CASCADE – Rating**. Swep International AB, Inc., Landskrona, Sweden.^[8]

Institut Pertanian Bogor. 2008. **Bab V. Refrigeran**, <[http://web.ipb.ac.id/~tepfteta/elearning/media/Teknik%20Pendi nginan/bab5.php](http://web.ipb.ac.id/~tepfteta/elearning/media/Teknik%20Pendi%20nginan/bab5.php)>.^[9]

Miller, Rex and Miller, Mark Richard. 2004. **Refrigeration Home & Commercial**. Indianapolis : Wiley Publishing, Inc. ^[10]

Sondex. 2014. **Sondex Plate Heat Exchanger - Working Principle**. <<https://www.youtube.com/watch?v=Jv5p7o-7Pms>> atau < <http://www.sondex.net/Sondex-Global/Products/Heat-Exchangers.aspx>>. ^[11]

Subrida, Faberto. 2013. **Studi Variasi Laju Pengeluaran Kalor Kondensor *High Stage* Sistem Refrigerasi *Cascade* Menggunakan Refrigeran Mc22 Dan R404a Dengan *Heat Exchanger Tipe Concentric Tube***. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. ^[12]

Swep International AB, Inc. **B8T**.
<http://www.swep.net/es/products_solutions/productfinder/Pages/B8T.aspx>. ^[13]

Trott, A. R., and Welch, T. 2000. **Refrigeration and Air-Conditioning**. Great Britain : Butterworth-Heinemann. ^[14]

Wang, Shan K., 2000. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**. New York : Mcgraw-Hill. ^[15]

W. F. Stoecker & J. W. Jones. 1982. **Refrigerasi dan Pengkondisian Udara**. Jakarta: Erlangga. ^[16]

LAMPIRAN A

(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 1 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

WAKTU	KECEPATAN 1 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 0,7 m/s)																							
	TEMPERATUR (°C)										TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE		
	LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE									
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8			P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	I	V	cos ϕ	I	V	cos ϕ
menit 0	-21,2	80,2	4,6	-35	23	91,5	40,2	1,7	-29,4	29,1	3	103	103	5	59	235	215	58	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 5	-25,2	79,6	5,3	-34,9	19,2	89,9	40,7	1,9	-29,4	29	3	103	103	5	59	235	215	58	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 10	-25,2	79,2	5,5	-34,6	19,4	91	40,7	1,9	-29,4	29,3	3	103	103	5	59	235	215	58	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 15	-25,2	80,6	5,5	-34,6	19,4	90,5	40,7	1,9	-29,4	29,5	3	103	103	5	59	235	215	58	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 20	-25,2	80,6	5,3	-34,9	19,2	91	40,7	1,9	-29,4	29,5	3	103	103	5	59	235	215	58	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8

WAKTU	KECEPATAN 1 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 0,7 m/s)			
	TEMPERATUR (°C)			TEMPERATUR RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
menit 0	38,1	36,9	38,8	37,9
menit 5	38,5	37	38,4	38,0
menit 10	37,4	38,4	39	38,3
menit 15	38,4	37,5	38,5	38,1
menit 20	38,4	38,3	38,5	38,4

Keterangan :

- T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
- T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
- T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
- T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
- T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
- T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

- T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
- T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
- TK = Temperatur kabin
- TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN B

(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 2 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

WAKTU	KECEPATAN 2 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 1,7 m/s)																							
	TEMPERATUR (°C)										TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE		
	LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE									
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8			P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	I	V	cos ϕ	I	V	cos ϕ
menit 0	-25,9	80,5	1,5	-36,3	17	87,8	35,4	-1,1	-30,4	29,1	2,5	100	100	4	52	210	192	51	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 5	-25,9	79,4	1,9	-36,1	17,3	87,7	36,6	-0,5	-30,2	29	2,5	100	100	4	52	210	192	51	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 10	-25,9	78,9	2	-36,1	18	86,7	35,6	-0,8	-30,2	29	2,5	100	100	4	52	210	192	51	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 15	-25,9	77,8	1,9	-36,1	17,9	88,1	35,5	-0,9	-30,2	29,1	2,5	100	100	4	52	210	192	51	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 20	-25,9	78,9	1,8	-36,2	17,4	87,8	35,9	-0,9	-30,3	29	2,5	100	100	4	52	210	192	51	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8

WAKTU	KECEPATAN 2 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 1,7 m/s)			
	TEMPERATUR (°C)			TEMPERATUR RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
menit 0	34	33,5	35,6	34,4
menit 5	35,6	33,5	35	34,7
menit 10	35,2	33,4	35,2	34,6
menit 15	35	33	35,2	34,4
menit 20	35,1	33,3	35	34,5

Keterangan : T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
TK = Temperatur kabin
TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN C

(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 3 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

WAKTU	KECEPATAN 3 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2 m/s)																							
	TEMPERATUR (°C)										TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE		
	LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE									
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8			P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	I	V	cos ϕ	I	V	cos ϕ
menit 0	-26,2	74,6	0	-37,6	13,5	85,1	33,4	-2,5	-31,1	28,7	1,5	97	97	3	48	200	183	48	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 5	-26,1	75,7	0	-37,6	13,5	85	33,4	-2,5	-31,1	29	1,5	97	97	3	48	200	183	48	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 10	-26,2	75,7	0,1	-37,6	13,9	84,9	33,5	-2	-31	28	1,5	97	97	3	48	200	183	48	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 15	-26,1	76,5	0,1	-37,3	14,7	85	33,4	-2,3	-30,6	28,8	1,5	97	97	3	48	200	183	48	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 20	-26,1	75,7	0,1	-37,3	14,7	85,1	33,4	-2,3	-30,6	28,7	1,5	97	97	3	48	200	183	48	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8

WAKTU	KECEPATAN 3 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2 m/s)			
	TEMPERATUR (°C)			TEMPERATUR RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
menit 0	34,7	33,1	34,7	34,2
menit 5	34,7	33,2	34,4	34,1
menit 10	34,5	33,2	34,5	34,1
menit 15	34,5	33,2	33,9	33,9
menit 20	34,5	33	34,6	34,0

Keterangan : T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
TK = Temperatur kabin
TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN D

(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 4 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

WAKTU	KECEPATAN 4 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2,4 m/s)																								
	TEMPERATUR (°c)											TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE		
	LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE										
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8					P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	I	V	cos ϕ	I	V
menit 0	-26,1	73,6	-0,1	-37,5	13,9	81,4	32,5	-2,6	-31,4	28,7	1	93	92	3	46	195	177	47	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8	
menit 5	-25,1	74	0	-37,6	13,1	82,6	32,6	-2,5	-31	29	1	93	92	3	46	195	177	47	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8	
menit 10	-25,2	73,9	-0,3	-37,6	13,1	81,4	32,7	-2,6	-31	29	1	93	92	3	46	195	177	47	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8	
menit 15	-25,4	73,7	0,1	-37,5	13,7	82,5	32,8	-2,6	-31	28,8	1	93	92	3	47	195	177	47	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8	
menit 20	-25,2	73,9	-0,3	-37,5	13,7	82,5	32,8	-2,6	-31	28,7	1	93	92	3	47	195	177	47	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8	

WAKTU	KECEPATAN 4 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2,4 m/s)			
	TEMPERATUR (°C)			TEMPERATUR RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
menit 0	36,2	33,4	34,0	34,5
menit 5	35,0	33,4	34,3	34,2
menit 10	36,6	33,3	34,3	34,7
menit 15	35,0	33,3	35,0	34,4
menit 20	35,0	33,5	35,0	34,5

Keterangan :

- T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
- T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
- T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
- T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
- T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
- T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

- T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
- T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
- TK = Temperatur kabin
- TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN E

(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 5 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

WAKTU	KECEPATAN 5 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2,8 m/s)																							
	TEMPERATUR (°c)										TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE		
	LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE									
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8			P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	I	V	cos ϕ	I	V	cos ϕ
menit 0	-25,7	78,5	-1,4	-37,8	13,1	80,4	32,4	-3,1	-31,5	28,7	1	90	90	3	47	194	177	46	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 5	-25,5	79,8	-1,3	-37,7	13,7	80,3	32,4	-3	-31,5	29	1	90	90	3	47	194	177	46	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 10	-25,6	79,8	-1,3	-37,7	13,6	80,4	32,3	-3,1	-31,5	29	1	90	90	3	47	194	177	46	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 15	-25,6	70,2	-1,3	-37,7	13,6	80,3	32,3	-2,9	-37	28,8	1	90	90	3	47	194	176	47	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
menit 20	-25,5	70,2	-1,3	-37,8	13,5	80,6	32,2	-2,9	-34,2	28,8	1	90	90	3	47	194	176	47	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8

WAKTU	KECEPATAN 5 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2,8 m/s)			
	TEMPERATUR (°C)			TEMPERATUR RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
menit 0	33,5	33,1	33,3	33,3
menit 5	33,3	33,2	33,1	33,2
menit 10	33,5	33	33,6	33,4
menit 15	33,8	33	33,4	33,4
menit 20	33,8	33	33,1	33,3

Keterangan : T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
TK = Temperatur kabin
TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN F

(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 1 - 5 FAN KOND. *HIGH STAGE*)

KECEPATAN 5 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2,8 m/s)																									
No	Kec. Udara (m/s)	TEMPERATUR (°c)										TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE		
		LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE									
		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8			P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	I	V	cos ϕ	I	V	cos ϕ
1	0,7	-24,5	80,6	5,3	-34,9	19,2	91	40,7	1,9	-29,4	29,5	3	103	103	5	58	235	215	58	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
2	1,7	-24,9	78,9	1,8	-36,2	17,4	87,8	35,9	-0,9	-30,3	29	2,5	100	100	4	51	210	192	51	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
3	2	-25	75,7	0,1	-37,3	14,7	85,1	33,4	-2,3	-30,6	28,7	1,5	97	97	3	48	200	183	48	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
4	2,4	-25,2	73,9	-0,3	-37,5	13,7	82,5	32,8	-2,6	-31	28,7	1	93	92	3	47	195	177	47	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8
5	2,8	-25,5	70,2	-1,3	-37,8	13,5	80,6	32,2	-2,9	-34,2	28,8	1	90	90	3	47	194	176	47	2,7	205	0,8	2,8	205	0,8

KECEPATAN FAN KONDENSOR HIGH STAGE				
No	KECEPATAN UDARA			KECEPATAN (m/s)
	KIRI	KANAN	TENGAH	
1	47	26	45	0,7
2	127	49	122	1,7
3	148	69	143	2,0
4	182	76	179	2,4
5	202	98	210	2,8

Keterangan : T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
TK = Temperatur kabin
TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN G

(PENGOLAHAN DATA VARIASI KECEPATAN 1 - 5 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

Kec. Fan (m/s)	Temperatur Udara Masuk Dan Keluar Kondenser					T_s	Propertis Udara Berdasarkan T_{mean} Udara							
	T_{in}	T_{out}			T_{mean}		ρ	cp	$\mu \cdot 10^7$	$\nu \cdot 10^6$	$k \cdot 10^3$	$A \cdot 10^6$	Pr	Kf
		T_{OCin}	T_{OCout}	T_{out}			(kg/m^3)	($kJ/kg\ K$)	($N \cdot s/m^2$)	(m^2/s)	($W/m\ K$)	(m^2/s)		
0,7	29,5	39.1	37.7	38,4	34,0	29	1,138	1,007278	187,8804	16,58917	26,8143	23,5286	0,706027	0,027
1,7	29	35.2	33.8	34,5	31,7	29	1,1456	1,00719	186,842	16,36785	26,6515	23,10528	0,706335	0,027
2	28,7	34.7	33.3	34,0	31,4	29	1,1469	1,007174	186,6532	16,32761	26,6219	23,09114	0,706391	0,027
2,4	28,7	34.2	32.8	34,5	31,6	29	1,1477	1,007164	186,5352	16,30246	26,6034	23,05833	0,706426	0,027
2,83	28,8	34	32.6	33,3	31,1	29	1,1479	1,007162	186,5116	16,29743	26,5997	23,05418	0,706433	0,027

Kecepatan Fan (m/s)	\dot{m}_{udara} (kg/s)	Losses pada permukaan pipa ducting				Q_{udara} (kW)	\dot{m}_{HS} (kJ/kg)	\dot{m}_{LS} (kJ/kg)
		Re_D	Nu_D	h	Q_{loss}			
				(W/m ² ,k)	(kW)			
0,7	0,1255	18908,64	62,982	3,752965	0.0249	1.1499	0.002808	0.003586
1,7	0,3067	46473,22	129,33	7,659853	0.0296	1.7288	0.004114	0.005386
2	0,3613	54793,28	147,55	8,729066	0.0306	1.9591	0.004633	0.006142
2,4	0,4338	65841,26	170,90	10,1039	0.0319	2.1292	0.005073	0.006744
2,83	0,5117	77658,89	195,03	11,52881	0.0347	2.3537	0.00564	0.007609

Keterangan : T_s = Temperatur permukaan ducting
 $T_{in} = T_L$ = Temperatur masuk kondenser = Temperatur lingkungan
 Diameter ducting = 0,45m
 Panjang ducting = 0,5 m
 Bentuk ducting = circular

LAMPIRAN H

(PENGOLAHAN DATA VARIASI KECEPATAN 1 - 5 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

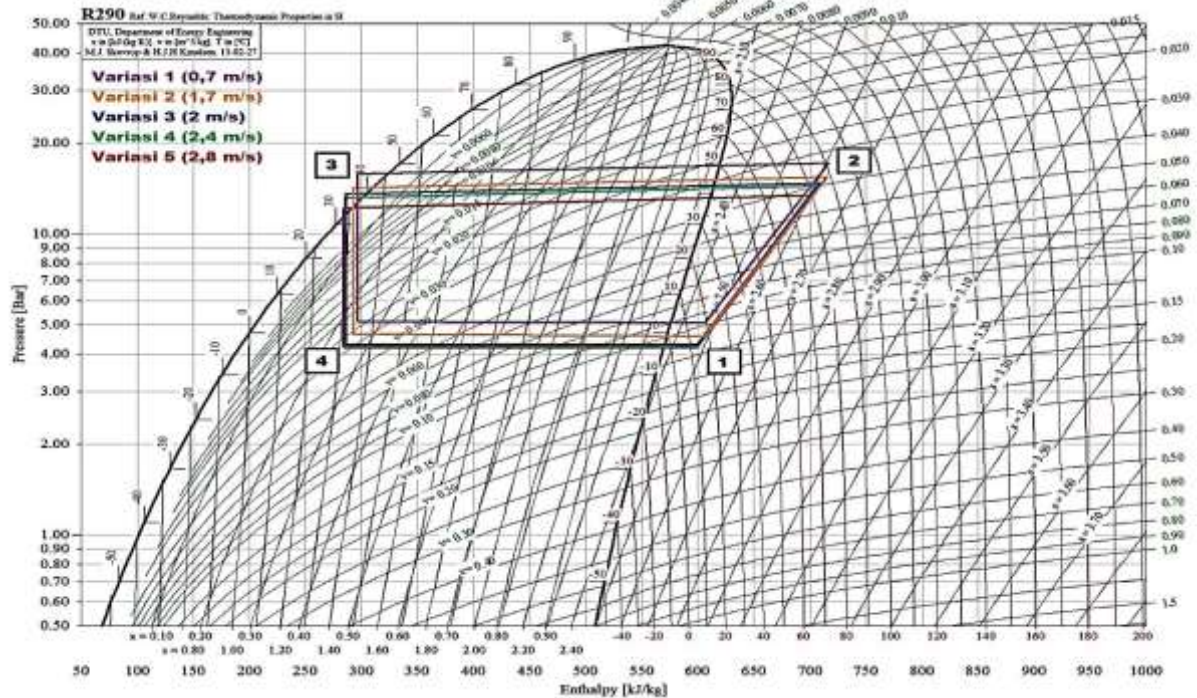
Kec. Fan (m/s)	Enthalpy (kJ/kg)								RE _{LS} (kJ/kg)	$\dot{Q}_{e,LS}$ (kW)	$\dot{Q}_{e,HS}$ (kW)	Kerja Komp. _{HS} (kJ/kg)	Kerja Komp. _{LS} (kJ/kg)	\dot{W}_{HS} (kW)	\dot{W}_{LS} (kW)	\dot{W}_{tot} (kW)	$\dot{Q}_{cond,HS}$ (kW)	COP	HRR
	Low Stage R-404A				High Stage Muscool 22														
	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8											
0,7	356,03	442,22	207,62	207,62	606,47	716,47	296,30	296,30	148,41	0,53	1,07	109,9	86,188	0,31	0,31	0,618	1,150	0,862	2,160
1,7	355,78	440,90	202,57	202,57	605,13	714,85	292,69	292,69	153,21	0,82	1,68	109,6	85,125	0,45	0,46	0,904	1,729	0,913	2,095
2	355,81	438,16	200,14	200,14	601,40	710,27	286,01	286,01	155,67	0,96	1,93	108,03	82,346	0,50	0,50	1,003	1,959	0,953	2,049
2,4	355,71	435,63	199,13	199,13	599,90	705,97	285,22	285,22	156,58	1,06	2,12	104,7	79,921	0,53	0,54	1,073	2,129	0,984	2,016
2,83	355,48	432,91	198,16	198,16	599,54	702,74	283,34	283,34	157,32	1,19	2,4	100,9	77,429	0,57	0,59	1,157	2,354	1,035	1,966

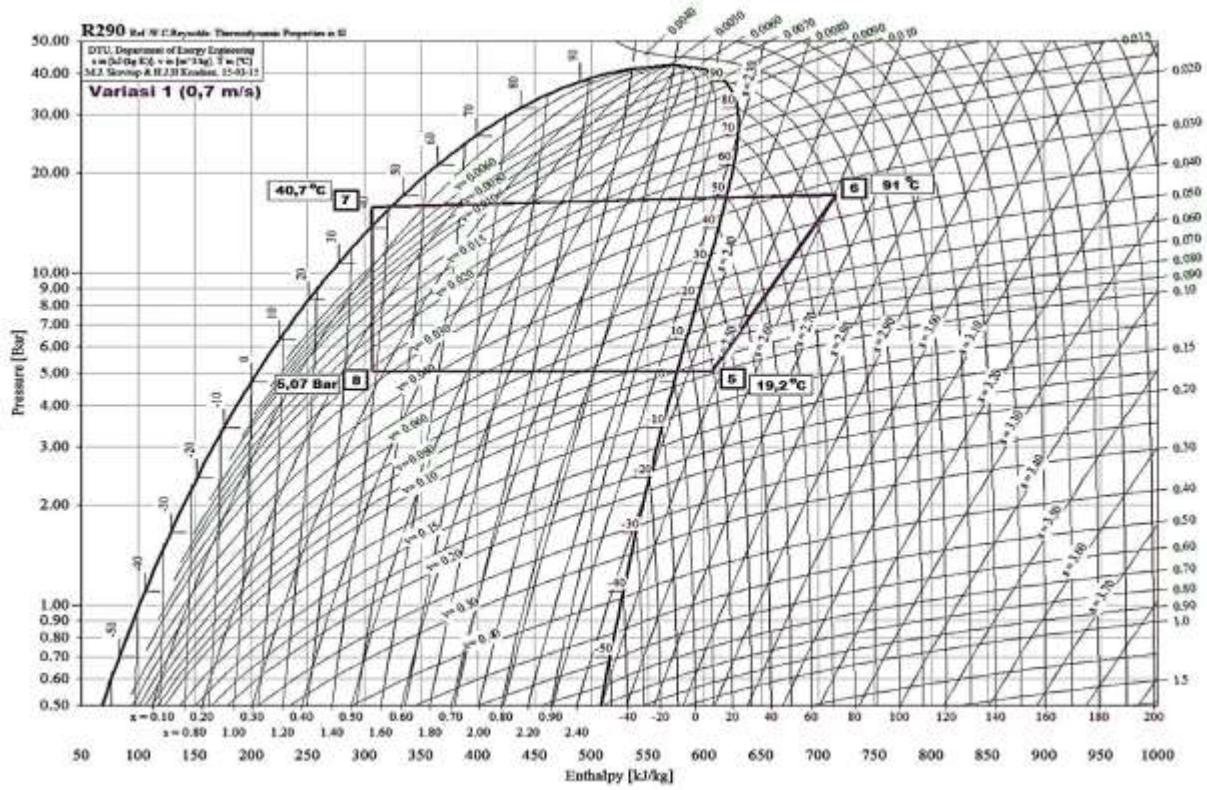
Kecepatan Fan (m/s)	Tmean evap HS MC22 (°C)	Tmean kond LS R404a (°C)	Pmean evap HS MC22 (bar)	Pmean kond LS R404a (bar)	CP cold HS MC22 (kJ/kg,K)	CP hot LS R404a (kJ/kg,K)	Cc (kW/K)	Ch (Cmin) (kW/K)	q (Watt)	qmaks (Watt)	<i>effectiveness</i> (%)
0,7	10,55	42,95	4,03	7,10	1,789	0,9965	0,0049	0,0036	271,5208	283,781	95,680
1,7	8,25	40,35	3,55	6,89	1,76	0,9929	0,0072	0,0053	411,0033	425,396	96,617
2	6,2	37,9	3,31	6,69	1,749	0,9892	0,0081	0,0061	457,6459	472,174	96,923
2,4	5,55	36,8	3,24	6,38	1,745	0,9836	0,0088	0,0066	491,4997	506,735	96,993
2,83	5,3	34,45	3,24	6,21	1,744	0,9803	0,0098	0,0074	529,9191	541,777	97,811

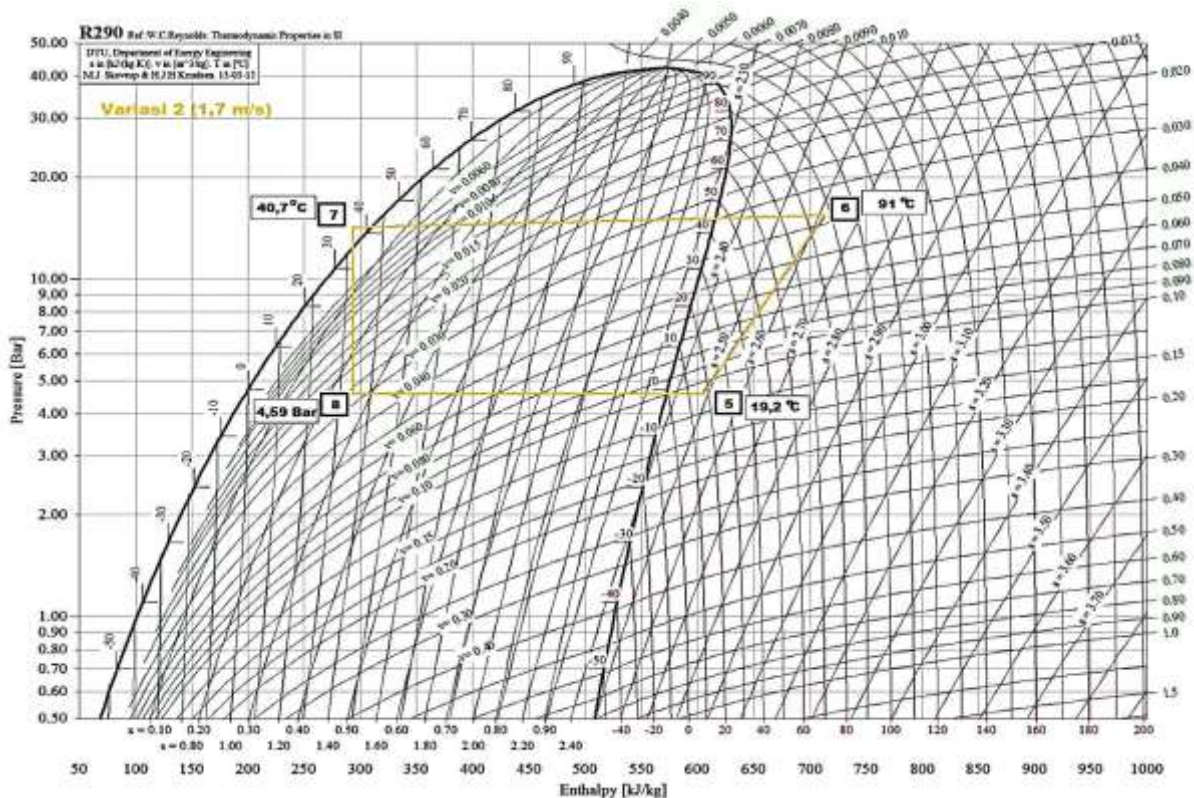
Keterangan :

- h1 = Enthalphy refrigeran masuk kompresor LS
- h2 = Enthalphy refrigeran masuk kondensor LS
- h3 = Enthalphy refrigeran keluar kondensor LS
- h4 = Enthalphy refrigeran masuk evaporator LS
- h5 = Enthalphy refrigeran masuk kompresor HS
- h6 = Enthalphy refrigeran masuk kondensor HS
- h7 = Enthalphy refrigeran keluar kondensor HS
- h8 = Enthalphy refrigeran masuk evaporator HS

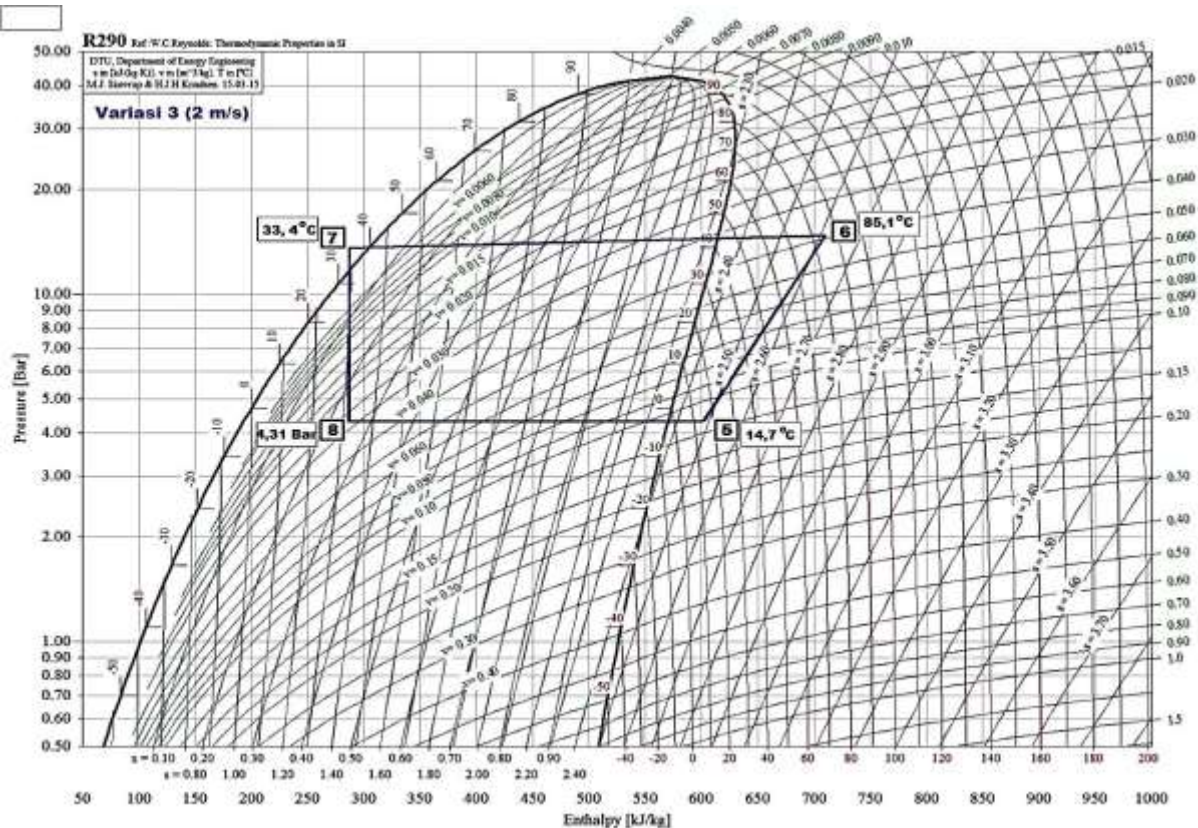
LAMPIRAN I **(PLOT GRAFIK P-h DIAGRAM PADA *HIGH STAGE*)**

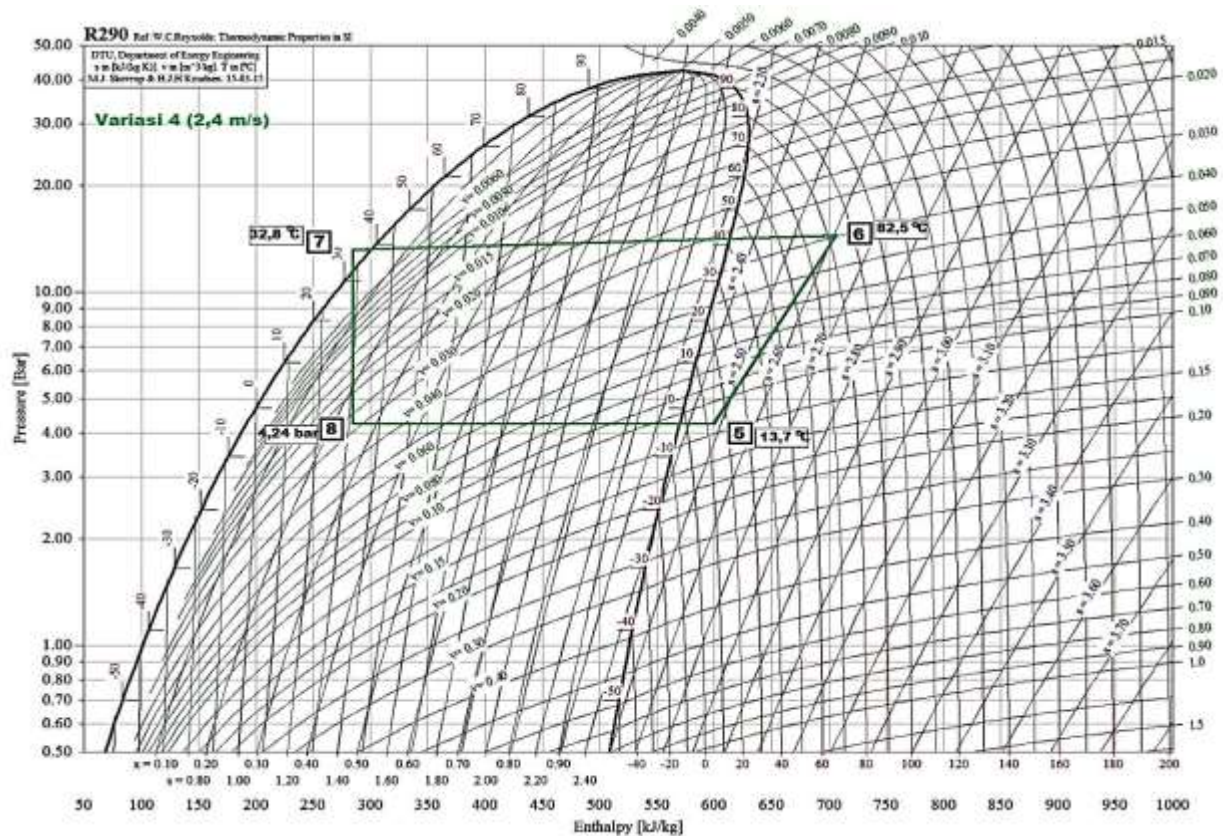


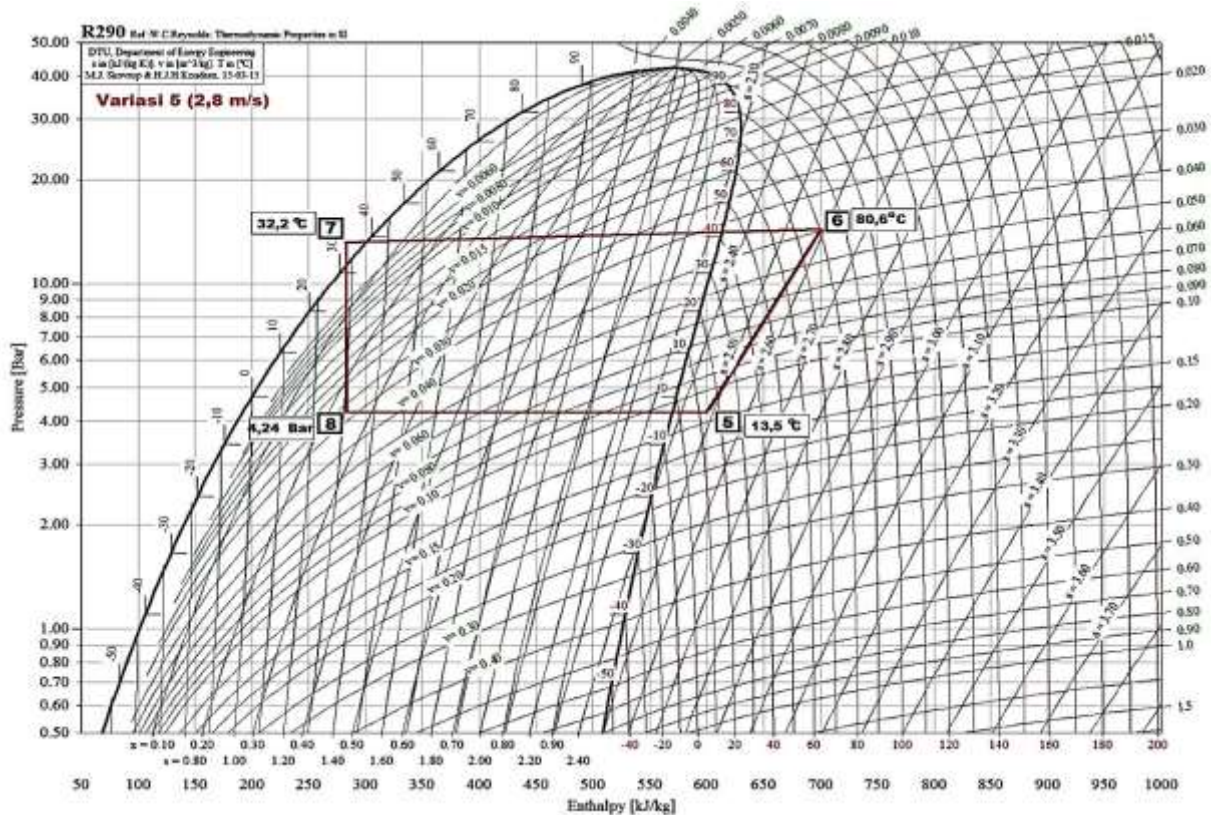




DTU, Department of Energy Engineering
v m [m³/kg], v m [m³/kg], T in [°C]
M.J. Staverup & H.J.H. Knaflitz, 15-01-15

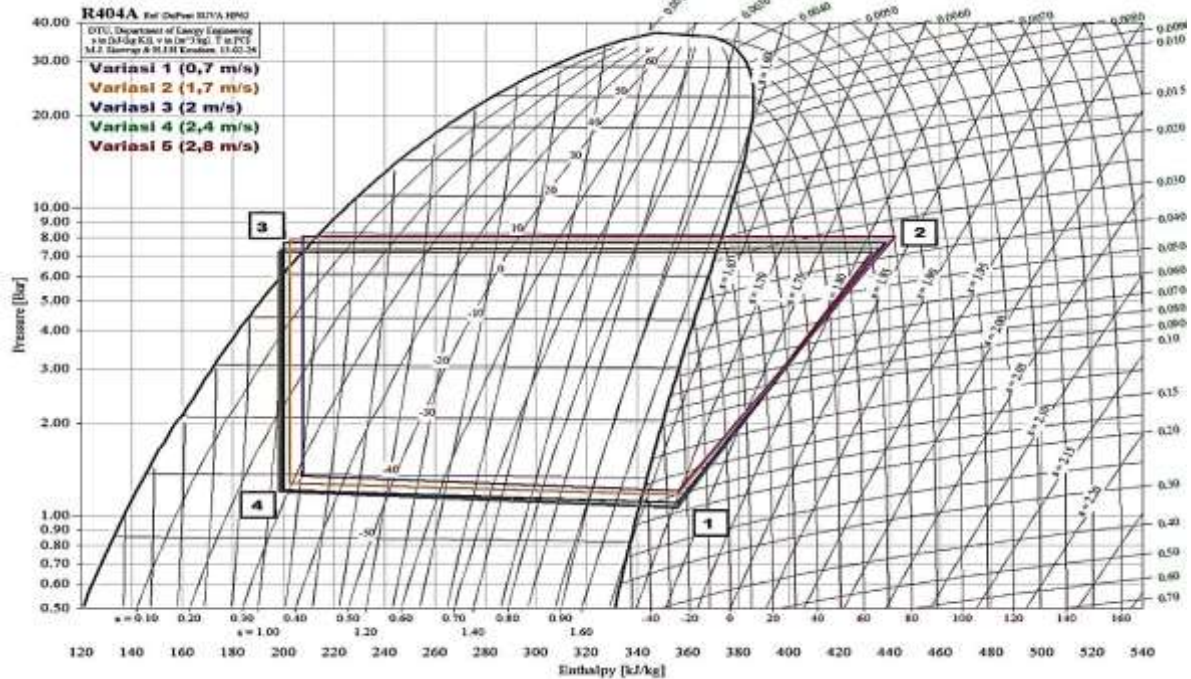
Variasi 3 (2 m/s)





LAMPIRAN J

(PLOT GRAFIK P-h DIAGRAM PADA *LOW STAGE*)



DTU, Department of Energy Engineering
 v no [MJ/kg K], v no [m³/kg], T in [°C]
 M.J. Shroog & H.J.H. Karssen, 15-03-09

R404A Ref: Daikin RUAA1D62
 DTU, Department of Energy Engineering
 sss (kJ/kg K), vss (m³/kg), T (°C)
 34.7 Storage & RLIH Karolinska 17-03-09

Variasi 1 (0,7 m/s)

Pressure [Bar]

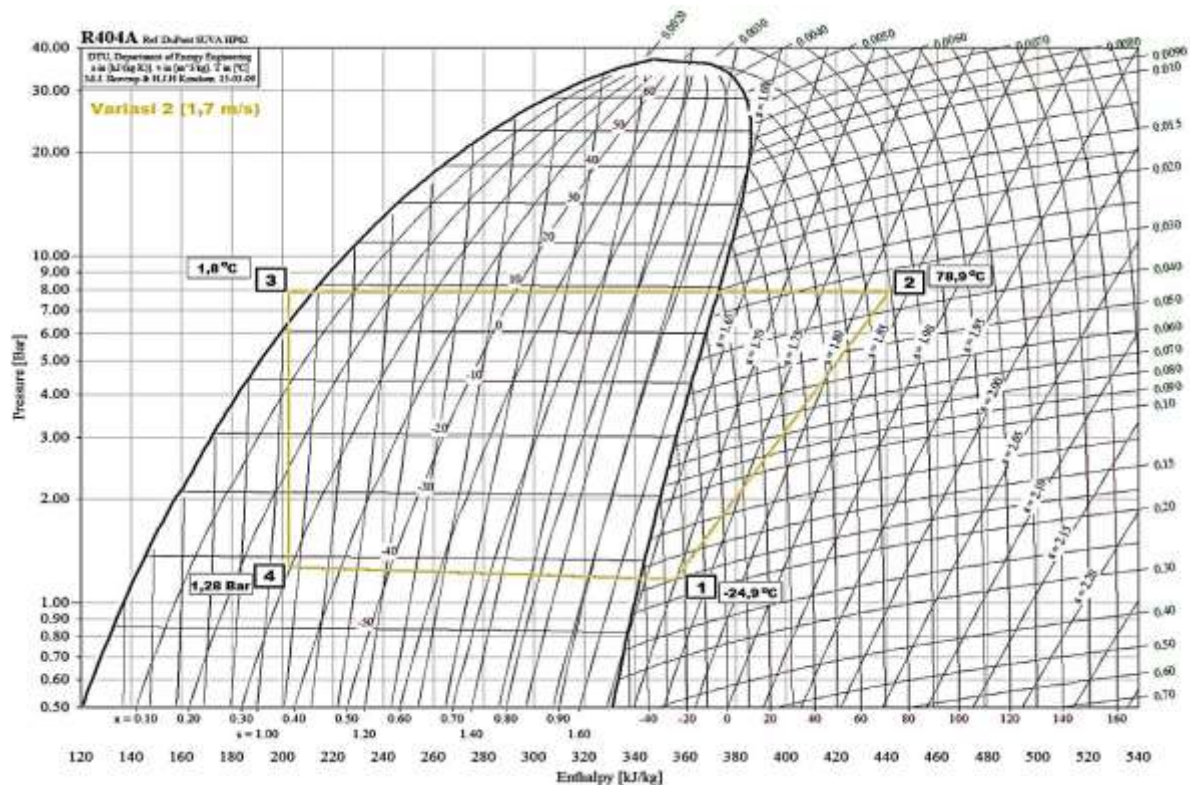
Enthalpy [kJ/kg]

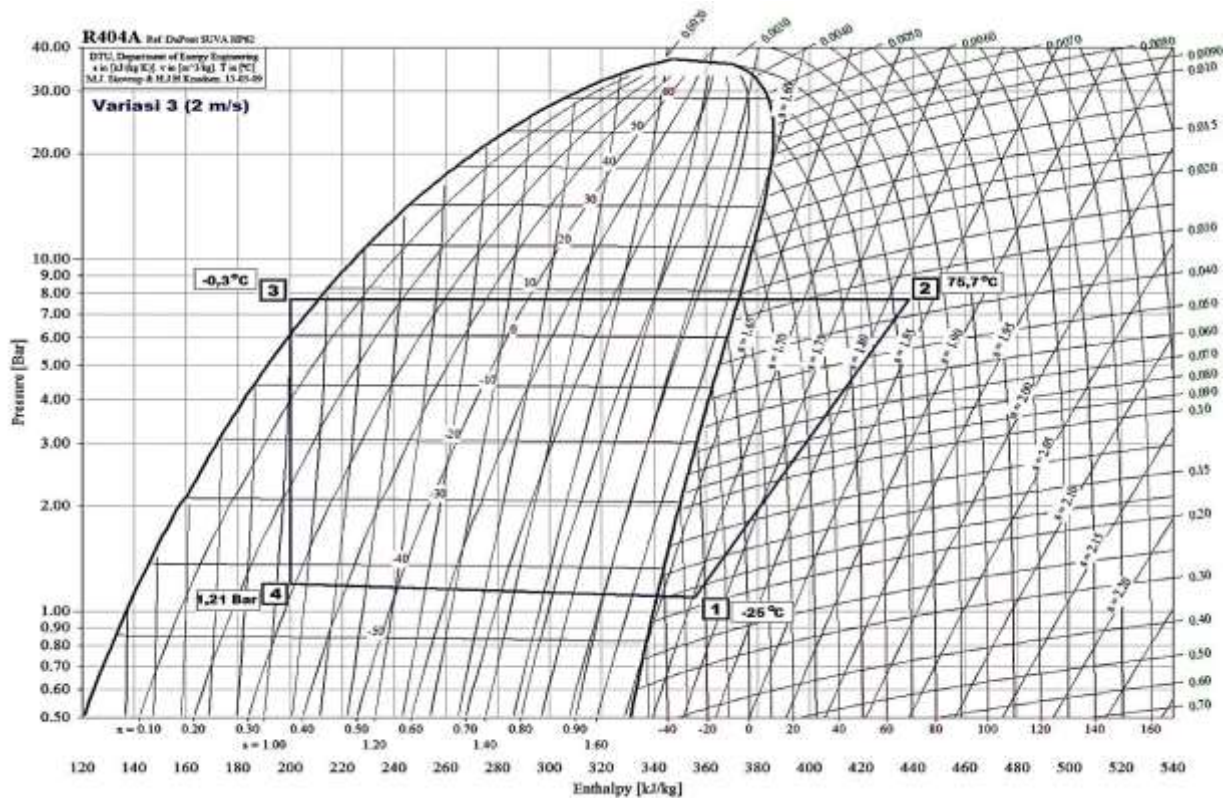
1: -24,5 °C

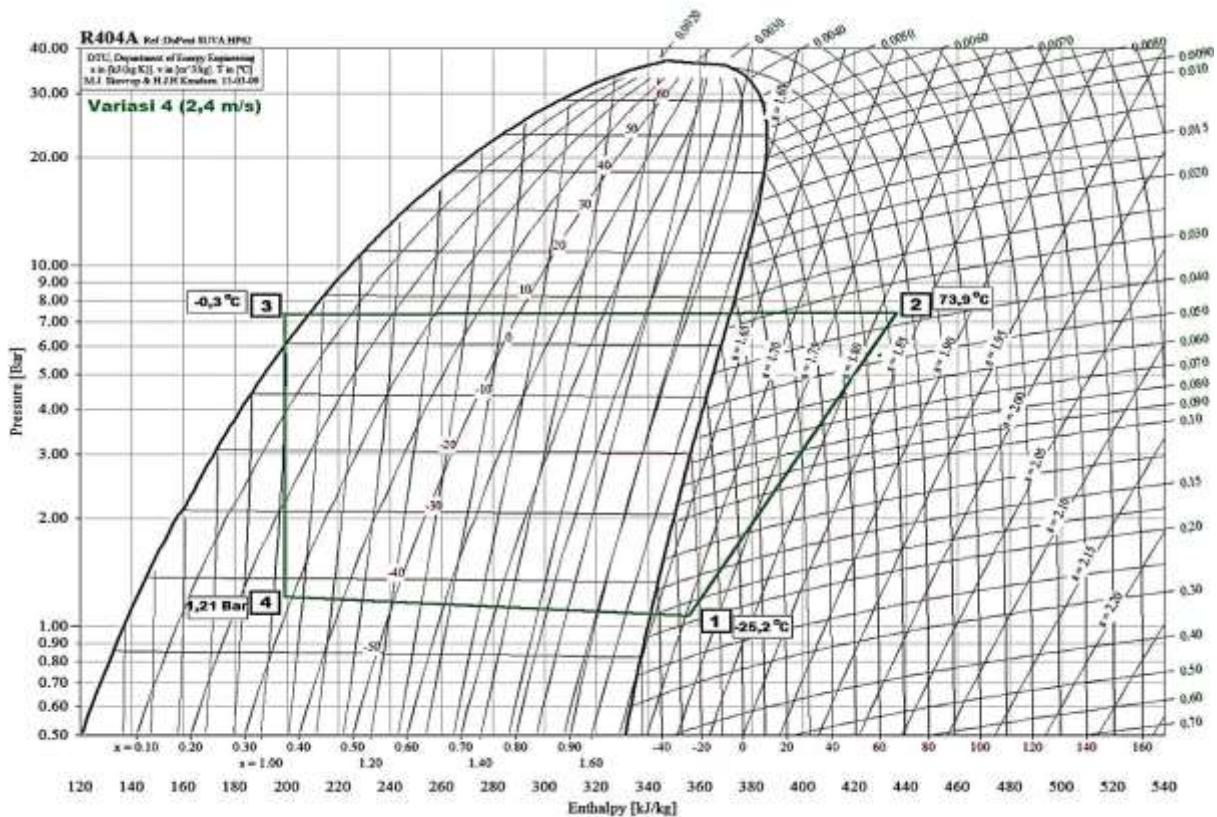
2: 80,6 °C

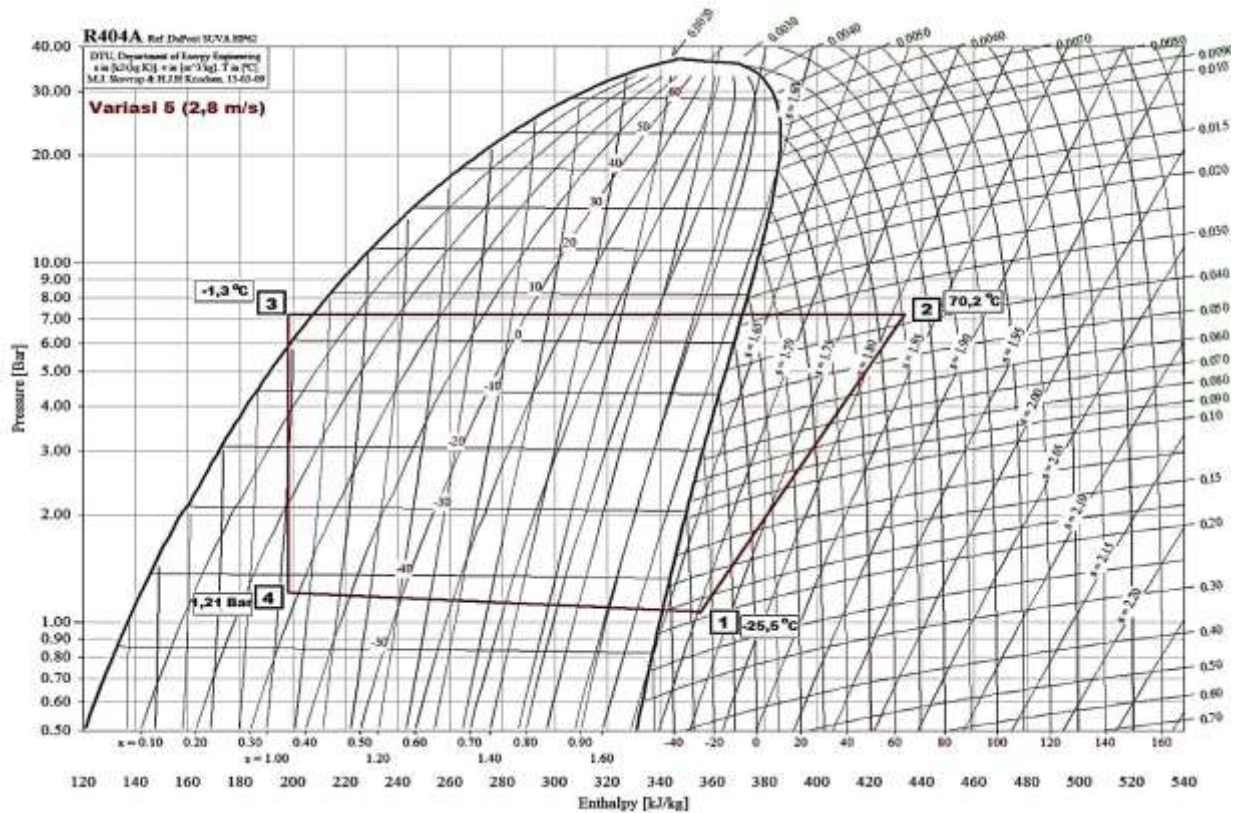
3: 5,3 °C

4: 1,34 Bar

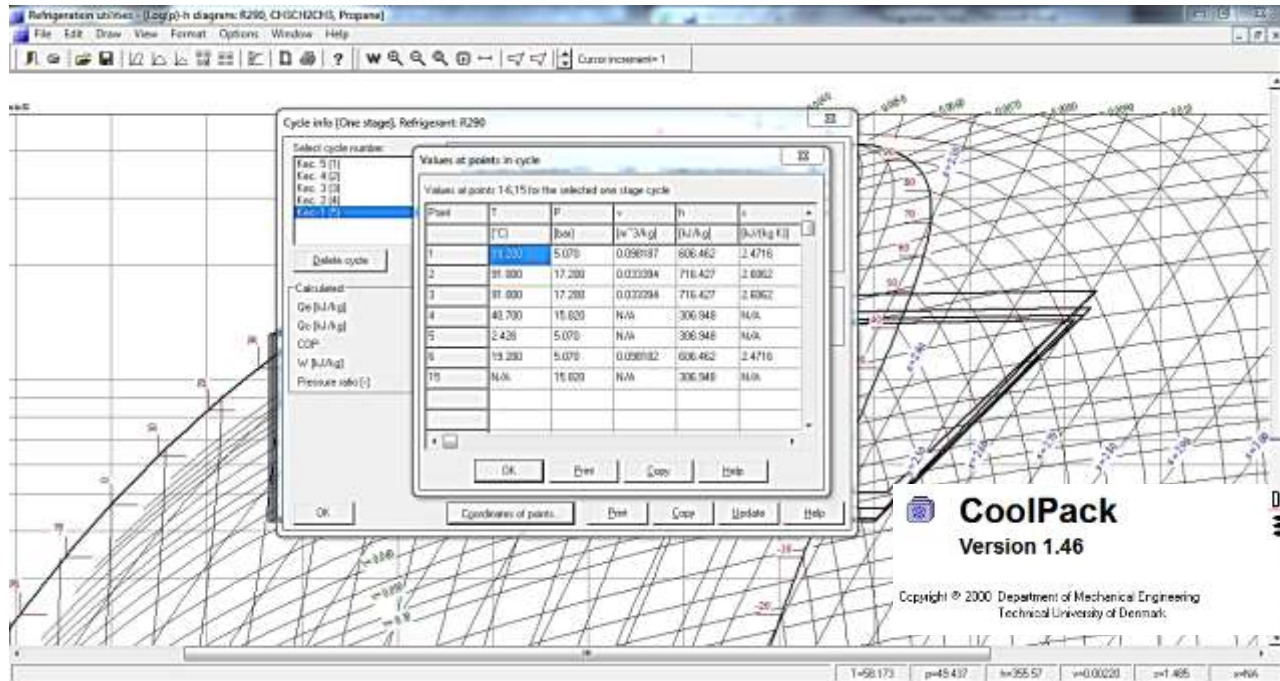


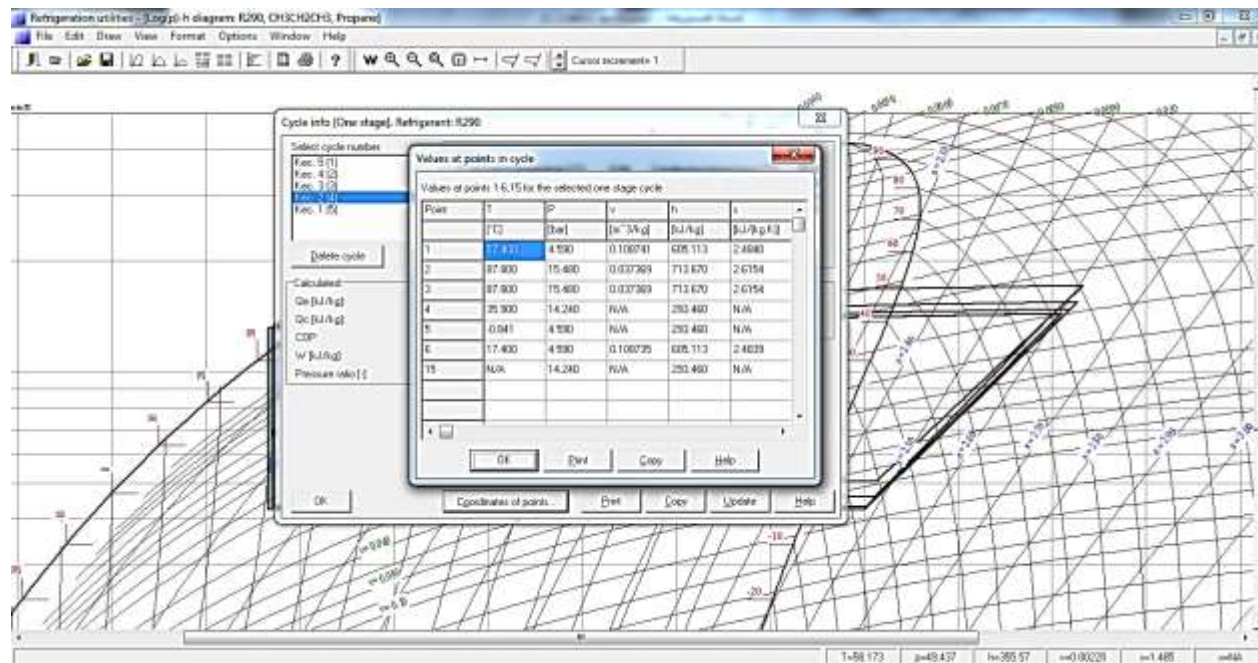






LAMPIRAN K (Propertis Refrigeran Musicool 22)

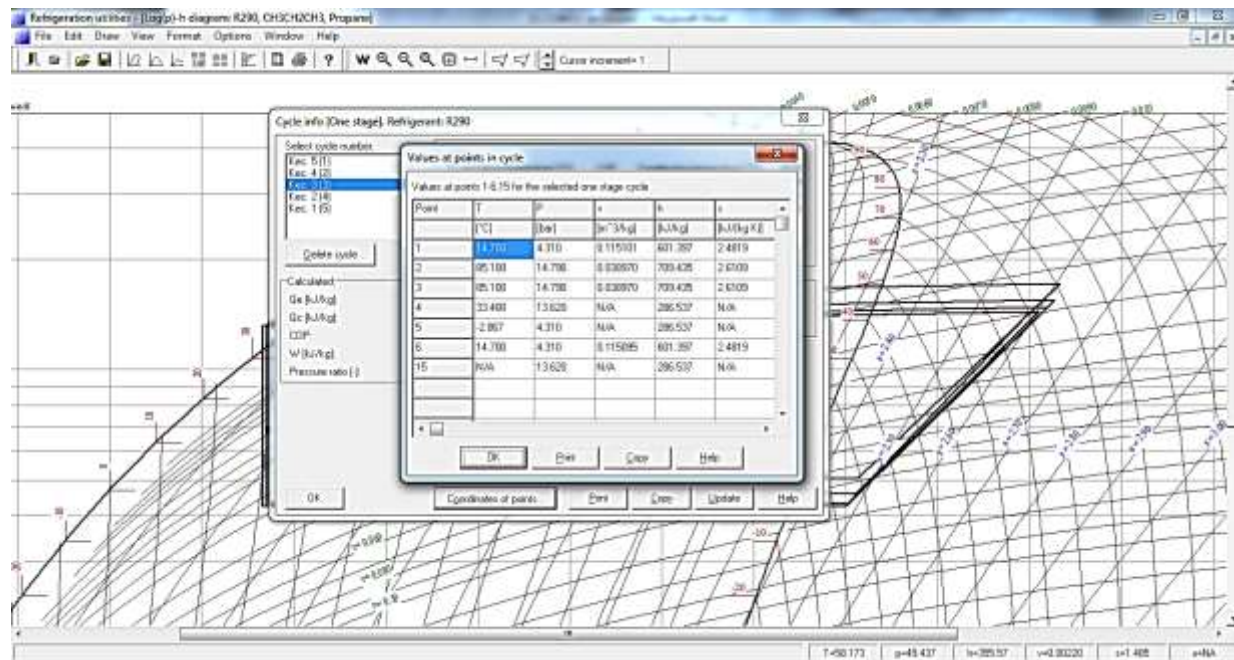




CoolPack
Version 1.46



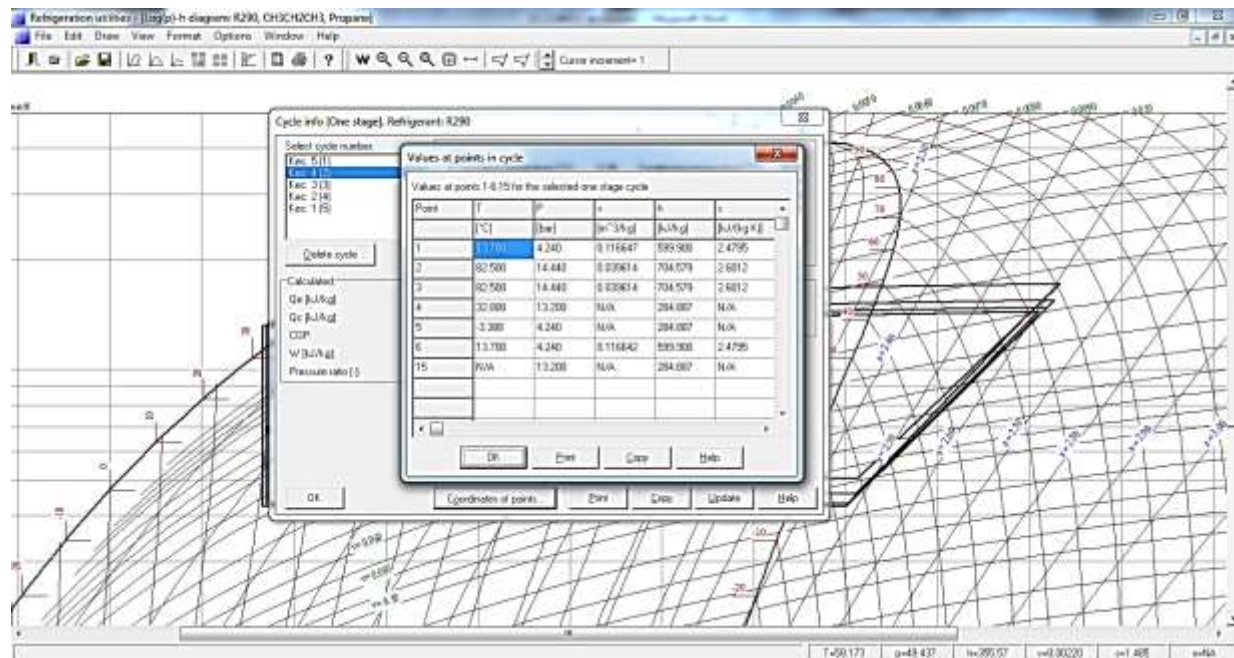
Copyright © 2000, Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark



CoolPack
Version 1.46



Copyright © 2000 Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark



CoolPack
Version 1.46



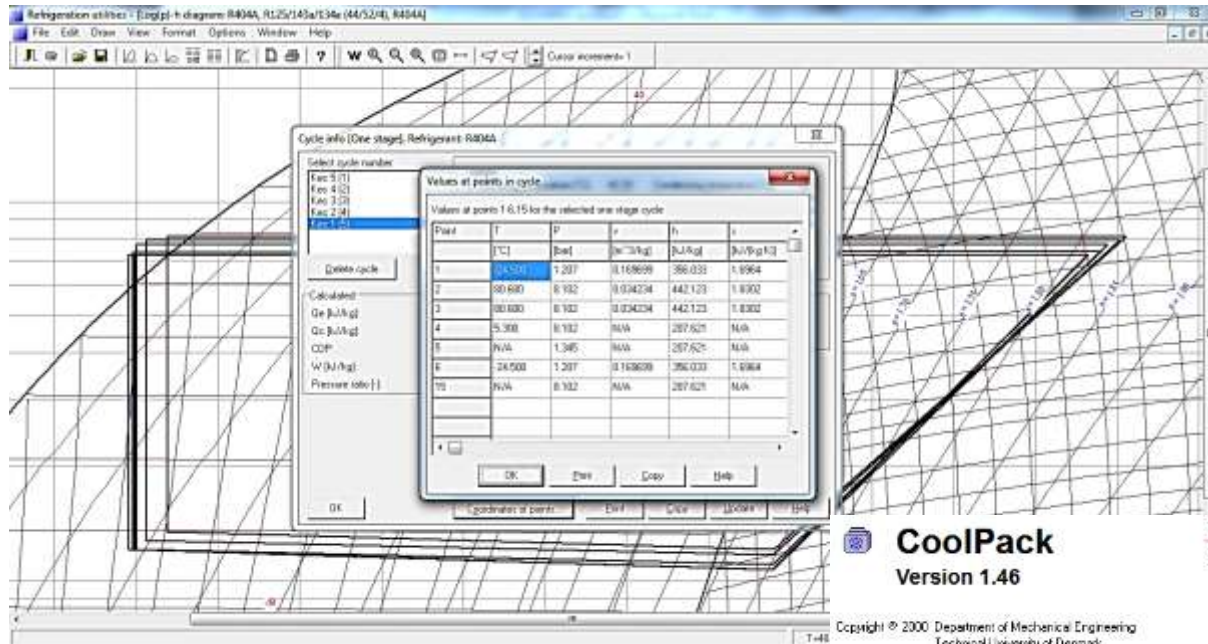
Copyright © 2000 Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark

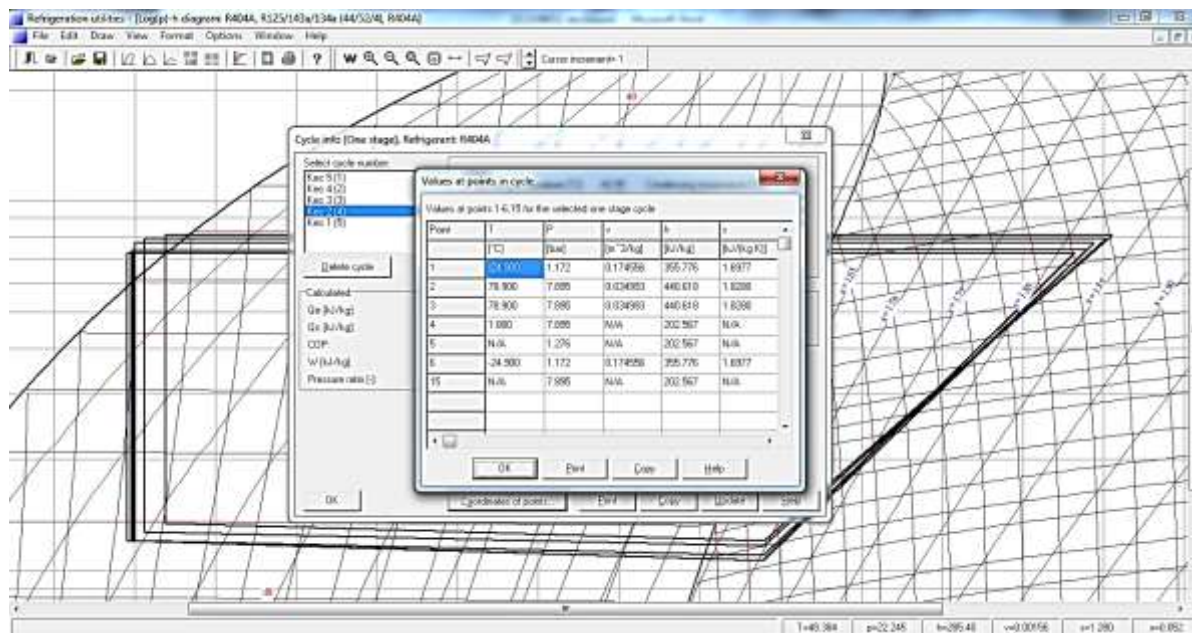


DTI

Copyright © 2000 Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark

LAMPIRAN L (Propertis refrigeran R-404A)

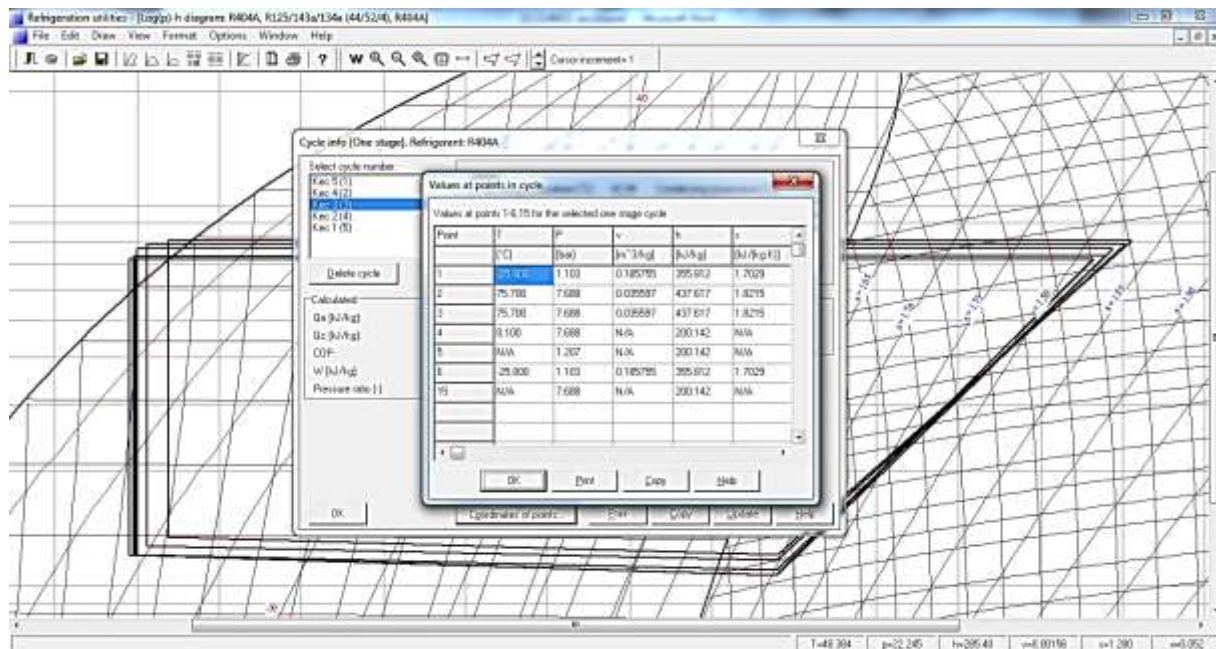




CoolPack
Version 1.46



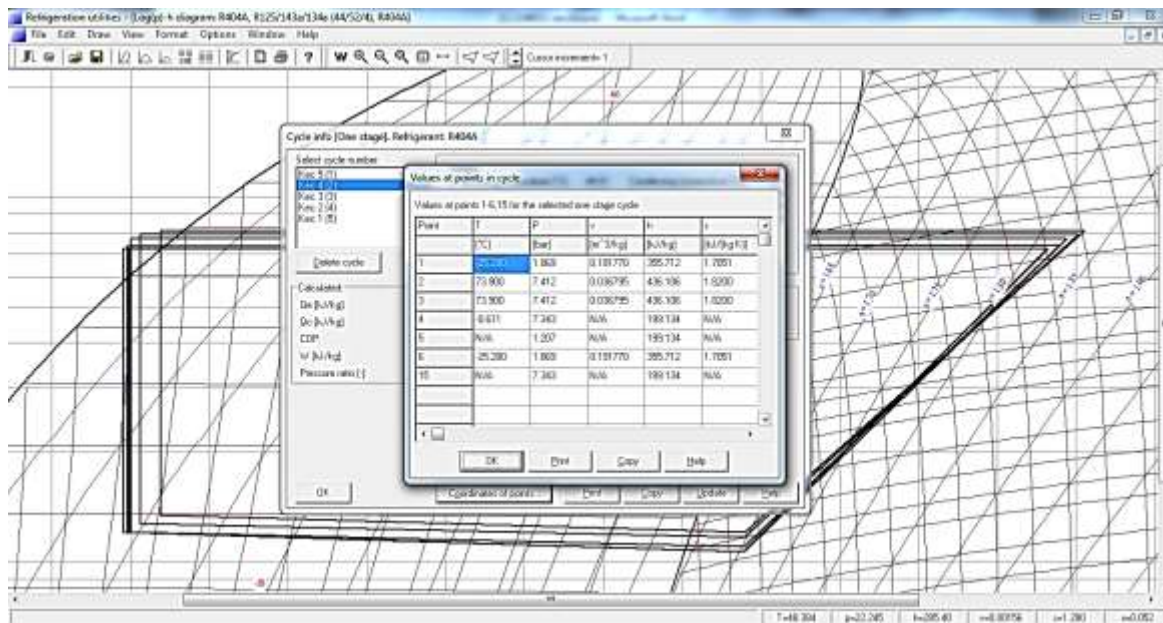
Copyright © 2000 Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark



 **CoolPack**
Version 1.46

DTU

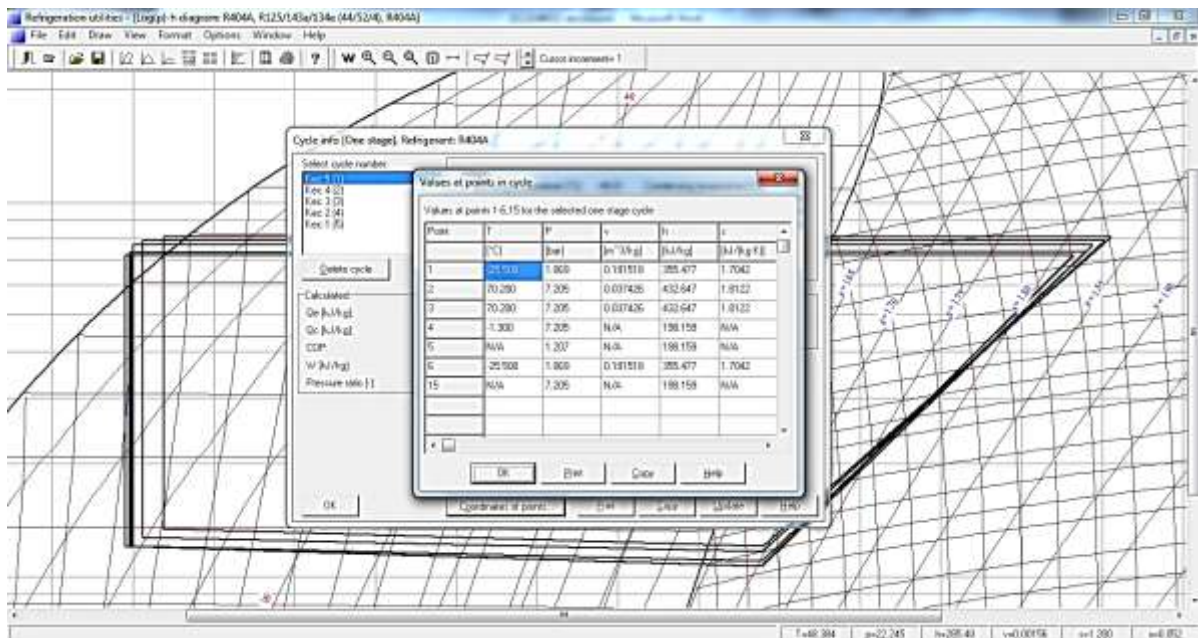
Copyright © 2000 Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark.



CoolPack
Version 1.46



Copyright © 2000 Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark



CoolPack
Version 1.46



Copyright © 2000 Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark

LAMPIRAN M (Propertis Udara)

TABLE A.4 Thermophysical Properties
of Gases at Atmospheric Pressure^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728

TENTANG PENULIS



Penulis dilahirkan di Padang pada tanggal 12 Mei 1991. Penulis merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu di SDN Melong Asih 3, SLTP Negeri 1 Bandung, SMN 13 Bandung, kemudian melanjutkan studi D3 di Politeknik Negeri Bandung dengan jurusan Teknik Refrigerasi dan Tata Udara. Kemudian penulis melanjutkan kuliah Lintas Jalur di Teknik Mesin FTI-ITS dengan NRP 2112106011.

PT Eskimo Wieraperdana merupakan tempat kerja praktek penulis selama tiga bulan pada tahun 2011-2012. Sebelum melanjutkan kuliah S1, penulis juga pernah bekerja di PT Top Jaya Sarana Utama (TOSHIBA) lebih kurang tiga bulan. Penulis juga pernah menjadi asisten di Laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara Teknik Mesin FTI-ITS. Jika ingin mengetahui tentang tugas akhir, silahkan menghubungi muhamad.fauzi_p@yahoo.co.id.